

**STRÖMUNGSUNTERSUCHUNGEN UND -ANALYSE
IN KREISLÄUFEN HYDRODYNAMISCHER WANDLER**

DOKTORARBEIT

zur Erlangung des Grades Doktor-Ingenieur
der Abteilung für Maschinenbau
der Ruhr-Universität Bochum

von

Franz-Werner Adrian

Dortmund

Bochum 1985



Digitized by the Internet Archive
in 2026

STRÖMUNGSUNTERSUCHUNGEN UND -ANALYSE IN KREISLÄUFEN

HYDRODYNAMISCHER WANDLER

DOKTORARBEIT

zur Erlangung des Grades Doktor-Ingenieur
der Abteilung für Maschinenbau
der Ruhr-Universität Bochum

von

Franz-Werner Adrian

Dortmund

Bochum 1985

Doktorarbeit eingereicht am : 21.10.1985

Tag der mündlichen Prüfung : 9.12.1985

Referent : Prof. Dr.-Ing. W. Fister

Korreferent: Prof. Dr.-Ing. H. Pfost

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter an der Ruhr-Universität Bochum im Sonderforschungsbereich 117/B8.

Besonderen Dank schulde ich Herrn Prof. Dr.-Ing.W.Fister, der diese Arbeit als Geschäftsführender Direktor des Institutes für Energietechnik und Ordinarius des Lehrstuhls für Fluidenergiemaschinen angeregt hat. Sein stetes Interesse, seine jederzeit großzügige Förderung sowie sein fachlicher Rat haben wesentlich zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen.

Bedanken möchte ich mich auch bei Herrn Prof. Dr.-Ing. H. Pfof für die Durchsicht des Manuskriptes sowie für die freundliche Übernahme des Korreferates.

Wenige Tage vor der mündlichen Prüfung verstarb Herr Prof. Fister.

Herr Prof. Dr.-Ing. K. Gersten, Ordinarius des Lehrstuhls für Strömungsmechanik, erklärte sich freundlicherweise bereit die mündliche Prüfung zu übernehmen. Hierfür möchte ich mich ebenfalls bedanken.

Herrn Dipl.-Ing. E. Bauschke und allen anderen Mitarbeitern des Lehrstuhls danke ich für ihren engagierten Einsatz bei der Konstruktion, der Fertigung und der Montage der Versuchsstände sowie bei der Durchführung der oft langwierigen Meßreihen.

Die Entstehung dieser Arbeit ist durch den von der DFG seit 1978 an der Ruhr-Universität Bochum geförderten SFB 117 "Leistungsverzweigung in der Antriebstechnik" maßgeblich durch bereitgestellte Personal- und Sachmittel unterstützt worden. Auch hierfür möchte ich mich herzlich bedanken.

Strömungsuntersuchungen und -analyse in Kreisläufen hydrodynamischer Wandler

1. Einleitung und Ziel der Arbeit
2. Wandlerversuchsstände
 - 2.1 Wandler mit Wasserfüllung
 - 2.2 Wandler mit Luftfüllung
3. Meßtechnik, Auswertungen und Fehlerbetrachtungen
 - 3.1 Konventionelle Meßverfahren
 - 3.1.1 Drehmoment- und Drehzahlmessung
 - 3.1.2 Druckmessungen mit Mehrlochsonden
 - 3.2 Moderne Meßverfahren
 - 3.2.1 Funkenblitzverfahren
 - 3.2.1 Laser-Zwei-Fokus-Verfahren
4. Betriebsverhalten beider Versuchsstände
5. Messungen im Wandlerkreislauf
 - 5.1 Geschwindigkeitsverteilungen
 - 5.2 Druckverteilungen
 - 5.3 Analyse der Meßergebnisse
6. Überlegungen zur Verlustminderung und Entwicklung von
den jeweiligen Drehzahlverhältnissen angepaßten
Schaufelgittern
7. Zusammenfassung
8. Literaturverzeichnis

Anhang:

- A1 Eindimensionales Rechenverfahren zur Ermittlung von
Schaufeleintrittswinkeln und Kennlinien einstufiger,
einphasiger hydrodynamischer Wandler mit größeren
schaufelfreien Räumen zwischen den Schaufelgittern
 - A1.1 Kontinuitäts-, Drehimpuls- und Energiegleichung
 - A1.1.1 Kontinuitätsgleichung
 - A1.1.2 Drehimpulsgleichung
 - A1.1.3 Energiegleichung
 - A1.2 Herleitung einer Kreislaufgleichung der Form
$$F(\varphi, \nu) = 0$$
 - A1.3 Anwendung der Kreislaufgleichung
 - A1.4 Programmbeschreibung
- A2 Gewählte Mittelwertbildung für die mit Mehrlochsonden
gemessenen Gesamtdrücke und Strömungswinkel
- A3 Fehlerbetrachtungen bei der Ermittlung von Verlusten
aus den gemessenen Gesamtdruckdifferenzen
- A4 Zusammenstellung aller gemessenen Kennlinien des Wasser-
wandlers beim Betrieb mit den entwickelten Leitradschau-
felgittern

Verwendete Formelzeichen und Symbole1. Lateinische Buchstaben

A	Fläche
D	Durchmesser
F	Kraft
G	Grundrauschen
H	Häufigkeit
I	Impuls
M	Drehmoment
Ma	Machzahl
Ma _u	Machumfangszahl
N	Drehzahl
N	Teilchenzahl
P	Leistung
R	Radius
Re	Reynoldszahl
Re _u	Reynoldsumfangszahl
T	Temperatur
$\dot{V}$	Volumenstrom
a	spezifisch technische Arbeit
b	Kanalbreite, Plattenbreite
c	Absolutgeschwindigkeit
c _A	Auftriebsbeiwert
c _W	Widerstandsbeiwert
d _h	hydraulischer Durchmesser
j	spezifische Dissipation
f	Fehler
f _o	Brennweite
h	spezifische Enthalpie
k	Drallverlustfaktor
l	Länge
m	Masse
$\dot{m}$	Massenstrom
n	Brechungsindex

p	Druck
q	spezifischer Wärmestrom
r	Radius
s	spezifische Entropie
s	Abstand
t	Zeit
t	Teilung
u	Umfangsgeschwindigkeit
u	Koordinate
v	spezifisches Volumen
v	Koordinate
w	Relativgeschwindigkeit
x	Koordinate
y	Koordinate
z	Koordinate
z	Schaufelzahl

2. Griechische Buchstaben

α	Winkel der Absolutströmung ⁺
β	Winkel der Relativströmung ⁺
ϵ	Strömungswinkel
ϵ'	Gleitzahl
ζ	Stoßverlustkoeffizient, Verlustfaktor
η	Wirkungsgrad, Verlustgrad
θ	Drehimpuls, Drall
κ	Flächenverhältnis, Winkel
λ	Leistungszahl
λ^*	Rohrreibungszahl
$\bar{\lambda}$	Reibungsverlustkoeffizient
μ	Wandlung
μ	Minderleistungsfaktor
ν	Drehzahlverhältnis
ν	kinematische Zähigkeit
ρ	Radienverhältnis
ρ	Dichte
φ	Meridianflußzahl

φ	Winkelkoordinate
ω	Winkelgeschwindigkeit
ψ'	Beiwert
δ	Einstrahlrichtung

+ Bezgl. der Winkeldefinition im Geschwindigkeitsdreieck wird auf Bild A2 verwiesen.

3. Indices und Kennzeichen

A	Anfahrpunkt
A	Austritt
D	Durchgangspunkt
E	Eintritt
DS	Druckseite
G	Gesamt, total
Gl	Glas
K	Kupplungspunkt
N	Nabe
O	Auslegungspunkt
P	Pumpe
L	Leitrad
L	Luft
R	Reibung
S	Saugmund, Skelettlinie
SS	Saugseite
T	Turbine
St	Stoß
V	Verlust
W	Wasser
W	Wandler

a	axial
h	hydraulisch
i	Laufindex
irr	irreversibel

VI

j	Laufindex
m	Modell
m	meridional
m	mittel
max	maximal
min	minimal
opt	optimal
r	radial
rev	reversibel
ref	Referenz
s	synchron, Schall
t	total
u	in Umfangsrichtung
1	Radeintritt
2	Radaustritt

Weitere Formelzeichen werden jeweils am
Ort ihrer Verwendung definiert

1. Einleitung und Ziel der Arbeit

Die mechanisch wirkenden, statisch oder dynamisch arbeitenden Fluidenergiemaschinen, welche sowohl mit kompressiblen als auch mit inkompressiblen Fluiden arbeiten können, lassen sich nach Bild 1.1 zu Fluidenergiemaschinenanlagen kombinieren. So stellt der hydrodynamische Wandler in einem Ordnungsschema nach Fister [9] eine Kombination aus zwei dynamisch arbeitenden Fluidenergiemaschinen, aus einer Pumpe und einer Turbine dar.

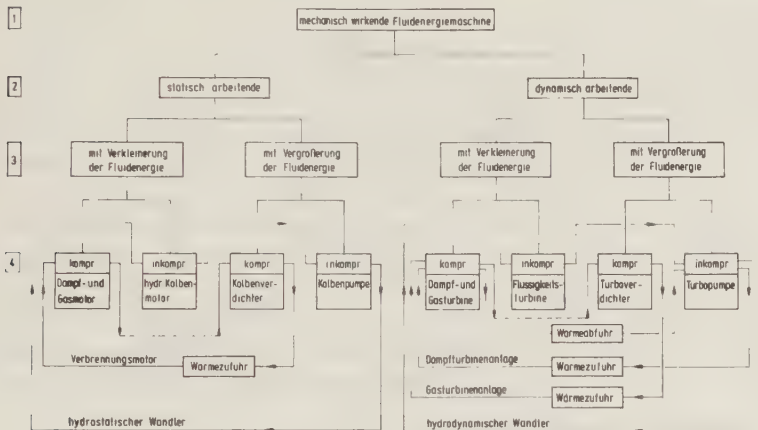


Bild 1.1. Ordnungsprinzip für mechanisch wirkende Fluidenergiemaschinen mit Kombinationen zu Fluidenergiemaschinenanlagen

Hydrodynamische Wandler sind um die Jahrhundertwende einer Idee Hermann Pöttingers zufolge aus der Notwendigkeit heraus entstanden, im Schiffbau zwischen den unterschiedlichen optimalen Drehzahlen von Dampfturbine und Schiffspropeller ein Getriebe zu schaffen, das sowohl die auftretenden Momente als auch die Drehzahlen sicher beherrschen konnte [19,31,59].

Die erfinderische Leistung Föttingers bestand darin, die aus der hydrodynamischen Leistungsübertragung her bekannte Anordnung von Pumpe und Turbine derart in einem gemeinsamen Kreislauf anzuordnen, daß Rohrleitungen und Diffusoren entfallen konnten.

Aus der Vielzahl von möglichen und z.B. in der VDI-Richtlinie 2153 [58] schematisch geordneten Anordnungen von Pumpe(n), Turbine(n), Leitrad(räder) und Umlenkung(en) soll anhand einer in Bild 1.2 dargestellten Radanordnung das Funktionsprinzip des hydrodynamischen Wandlers erläutert werden.

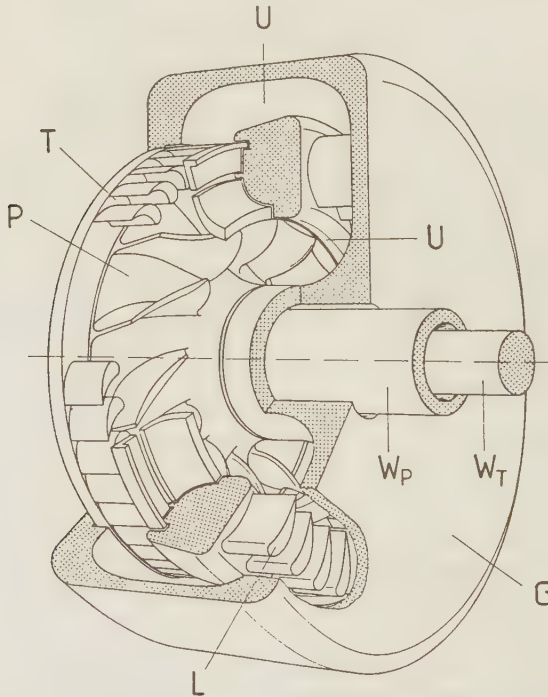


Bild 1.2. Aufgeschnittener und perspektivisch dargestellter Kreislauf eines hydrodynamischen Wandlers, P Pumpe, T Turbine, L Leitrad, U Umlenkungen, G Gehäuse, W_P Pumpenwelle, W_T Turbinenwelle

Die Pumpe P wird von einem Motor angetrieben und führt dem Fluid über die Pumpenwelle W_P mechanische Energie zu, die in der nachfolgenden Turbine T wieder entnommen und über die Turbinenwelle W_T einem Verbraucher zufließt. Ein im Gehäuse G fest angebrachtes Leitrad nimmt das bei der Drehmomentwandlung entstehende Differenzmoment auf.

Die jeweiligen Schaufelgitter können entweder dicht hintereinander folgen (wie hier z.B. Pumpe und Turbine) oder sie werden durch schaufellose Umlenkungen (hier z.B. eine 90° -Umlenkung zwischen Leitrad und Pumpe und eine 180° -Umlenkung zwischen Turbine und Leitrad) getrennt, die den Strömungskreislauf schließen.

Neben den eingangs erwähnten Anwendungen im Schiffsbau stellt der hydrodynamische Wandler ein wesentliches Element in automatischen Kraftfahrzeuggetrieben dar. Außerdem wird er in Lokomotiven, Pumpspeicherwerken, Förderanlagen, Baumaschinen, Zentrifugen u.a.m. eingesetzt.

Die positiven Eigenschaften von hydrodynamischen Wandlern lassen sich insbesondere beim Einsatz in leistungsverzweigten Getrieben nutzen, wobei z.B. die Leistung in einem Strang über ein Planetengetriebe und im zweiten Strang über einen hydrodynamischen Wandler fließt. Eine Vielzahl von derart ausgeführten Getrieben ist z.B. bei Stüper [53] zu finden.

Da schon die ersten gebauten Wandler Wirkungsgrade von mehr als 80% erzielt haben, zwischenzeitlich mit speziellen Radanordnungen auch Wirkungsgrade über 90% erreicht werden, galt die Forschung und Entwicklung auf diesem Gebiet nicht unbedingt der Steigerung des Spitzenwirkungsgrades sondern mehr der Verbreiterung des Betriebsbereiches, in dem der Wandler mit gutem Wirkungsgrad fährt, sowie der Anpassung von Wandlerkennlinien an bestimmte, z.B. aus einer Leistungsverzweigung vorgegebenen Anforderungen.

Die theoretischen Untersuchungen, insbesondere die Vorausrechnung von Kennlinien hydrodynamischer Wandler basieren bisher auf der eindimensionalen Stromfadentheorie und benutzen zur quantitativen Beschreibung der Verluste (insbesondere der Stoß- und Reibungsverluste) empirisch ermittelte Verlustkoeffizienten. Mit diesen Verfahren ist eine hinreichend genaue Vorausrechnung i.a. nur in der Umgebung des Optimalpunktes möglich. Versuche, die Strömung im Wandlerkreislauf mit potentialtheoretischen Methoden [1,29,54,55] aber auch mit dem sog. Stromflächenverfahren [13,14] zu berechnen, führten bislang zu unbefriedigenden Ergebnissen.

Da bisher noch relativ wenig über die Geschwindigkeitsverteilungen im Strömungskreislauf von hydrodynamischen Wandlern (und damit auch über die tatsächliche Lage des für die eindimensionale Rechnung wichtigen mittleren Stromfadens) und über den Einfluß der strömungsrelevanten Bauteil-Geometrien auf das Betriebsverhalten bekannt ist, soll in dieser Arbeit versucht werden, einen besseren Einblick in die Strömungsverhältnisse zu bekommen. Dazu ist vorgesehen:

1. Mit modernen und konventionellen Meßmethoden sollen Geschwindigkeits- und Druckverteilungen im Strömungskreislauf eines hydrodynamischen Wandlers für mehrere, den gesamten Betriebsbereich repräsentierende Betriebspunkte ermittelt werden.
2. Die erhaltenen Meßergebnisse sollen analysiert werden, um die Anteile der einzelnen Schaufelgitter und Umlenkungen am Gesamtverlust zu erkennen und um die für eine eindimensionale Rechnung notwendigen Koeffizienten zu ermitteln.
3. Am Beispiel der Leitradbeschaufelung soll untersucht werden, welchen Einfluß eine variable Schaufelgeometrie auf das Betriebsverhalten hat.

4. Die Meßflächen sollen so gewählt werden, daß die in ihnen ermittelten Ergebnisse sowohl als Randbedingung als auch zur Nachprüfung theoretischer Verfahren zur Berechnung der räumlichen, reibungsbehafteten Strömung im Wandlerkreislauf dienen können.

2. Wandlerversuchsstände

Für die experimentellen Strömungsuntersuchungen sind zwei in der Kreislaufgeometrie identische, einstufige, einphasige mit Luft bzw. Wasser als Arbeitsfluid gefüllte Wandler entsprechend der in Bild 2.1a dargestellten Anordnung der Schaufelkränze und schaufelfreien Umlenkungen benutzt worden. Beide Versuchsstände sind im Rahmen des Sonderforschungsbereichs 117 "Leistungsverzweigung in der Antriebstechnik" mit Mitteln der DFG geplant und erstellt worden [13,14].

Das Pumpenrad P und das Turbinenrad T werden bei der gewählten Wandlerbauart unmittelbar hintereinander angeordnet und zentrifugal durchströmt, während das im Kreislauf gegenüberliegende Leitrad L zentripetal durchströmt wird. Geschlossen wird der Kreislauf über eine zwischen Turbinenrad und Leitrad angeordnete 180° -Umlenkung U_{180} und über die zwischen Leitrad und Pumpenrad befindliche 90° -Umlenkung U_{90} .

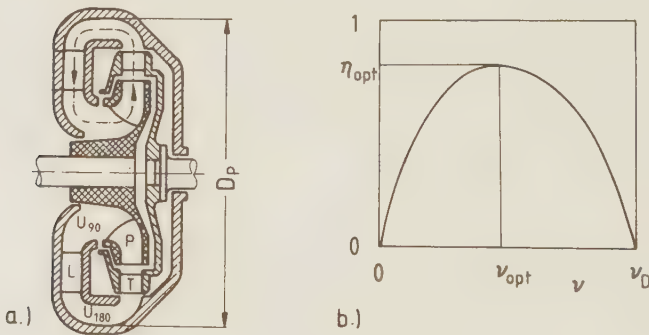


Bild 2.1. Schema eines hydrodynamischen Wandlers mit qualitativem Wirkungsgradverlauf

a) Anordnung der Schaufelkränze und Umlenkungen

b) Qualitativer Wirkungsgradverlauf

P Pumpe, T Turbine, L Leitrad, U_{180} u. U_{90} Umlenkungen

$\nu = N_T/N_P$ Drehzahlverhältnis, η Wirkungsgrad

D_P Profildurchmesser

Die identische Kreislaufgeometrie in beiden Versuchswandlern ist durch die Fertigung, z.B. der Lauf- und Leiträder, auf numerisch gesteuerten Fräsmaschinen vom gleichen Lochstreifen, weitgehend gewährleistet.

Wird während des Versuchsbetriebes die den Strömungsvorgang charakterisierende Reynoldsumfangszahl in beiden Wandlern gleich gewählt und darauf geachtet, daß im Luftwandler eine in guter Näherung noch inkompressible Strömung vorliegt, sind die aus den Messungen in beiden Kreisläufen erhaltenen Strömungsdaten miteinander vergleichbar.

Die Praxisnähe dieser experimentellen Untersuchungen ist gewährleistet, weil Wandler dieser Bauart vielfach in Schienenfahrzeugen, Baumaschinen, stationären Anlagen u.a.m. eingesetzt werden. Sie sind auch unter dem Namen Anfahrwandler ($v_{opt} \approx 0,3-0,5$) und Marschwandler ($v_{opt} \approx 0,7-0,9$) bekannt [45].

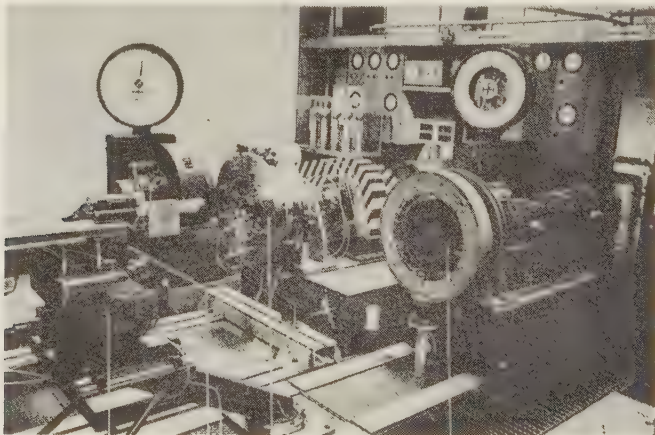


Bild 2.3. Gesamtansicht der Wandlerversuchsstände,
W Wasserwandler, L Luftwandler, D Dove-Prisma,
T Traversiereinrichtung mit Laser und L2F-Optik

In Bild 2.3 werden die benutzten Versuchseinrichtungen in einer Gesamtansicht dargestellt, der Wasserwandler W, der Luftwandler L, das für Funkenblitzaufnahmen der Relativströmung im Pumpen- und Turbinenrad des Luftwandlers notwendige Dove-Prisma D sowie die fünfsichtige Traversiereinrichtung T mit dem aufgesetzten Laser und der L2F-Optik.

2.1 Wandler mit Wasserfüllung

In Bild 2.4 ist ein Meridianschnitt des Wasserwandlers zu sehen. Die gewählte koaxiale Lagerung der Antriebswelle 1 und der Abtriebswelle 2 besitzt den Vorteil einer guten meßtechnischen Zugänglichkeit zum Strömungskreislauf und erlaubt zusätzlich noch eine schnelle Montier- bzw. Demontierbarkeit aller strömungsführenden Teile. Das Leitrad 10 befindet sich beim Wasserwandler auf der freien Seite des Versuchsstandes. Daher können z.B. L2F-Messungen vor und hinter den jeweiligen Schaufelgittern ohne Behinderung durch rotierende Teile erreicht werden. Damit die Laserstrahlen die vorgesehenen Meßorte im Strömungskanal erreichen können, sind optische Fenster 16-20 in das Außengehäuse bzw. in den Innenkern eingebaut worden. Da der Meßquerschnitt vor dem Pumpenrad nicht direkt zugänglich ist, werden die Laserstrahlen über einen Umlenkspiegel 21 um 90° umgelenkt und durch das entsprechende optische Fenster 17 geführt.

Eine Vielzahl von nicht im Bild dargestellten Wanddruckbohrungen bzw. Einrichtungen zur Aufnahme von Mehrlochsonden (siehe Kap. 3.1.2) ermöglichen auch die Messung von statischen Wanddrücken bzw. Druckverteilungen, insbesondere vor und hinter dem Leitradkanal.

Das auf einer numerisch gesteuerten 5-Achsen-Fräsmaschine gefertigte halboffene Pumpenrad 8 mit rückwärtsgekrümmten, räumlich verwundenen Schaufeln ist nach der ersten Fräsbearbeitung zusammen mit dem ebenso bearbeiteten Turbinenrad 7 des Wasserwandlers in Bild 2.5 dargestellt.

Der Aufbau des gesamten Wasserwandlerversuchsstandes ist in Bild 2.6 mit dem L2F-Meßsystem und der in Kap. 3.2.2 näher beschriebenen 5-Achsen-Traversiereinrichtung dargestellt.

Das Pumpenrad des Wasserwandlers wird mit konstanter Drehzahl über einen pendelnd gelagerten Gleichstrommotor GM (max. Leistung 110 KW) angetrieben, dessen Antriebsmoment sich auf eine Drehmomentenwaage DM abstützt. Über einen Zahnriementrieb Z werden die unterschiedlichen Betriebspunkte v durch Abbremsung des Turbinenrades mit einer Wirbelstrombremse WB eingestellt, wobei das Festbremsen, d.h. der Stillstand der Turbinenwelle, durch eine zusätzlich angebrachte Scheibenbremse S ermöglicht wird. Die Übersetzung des Zahnriementriebes von $i_z=2,25$ paßt die Leistungsabgabe der Turbine dem Betriebskennfeld der Wirbelstrombremse an.

Da der Wirkungsgrad des eingebauten Zahnriementriebes, von vielen Parametern abhängig, nicht hinreichend genau bekannt ist, kann die Drehmomentenwaage DW der Wirbelstrombremse WB nicht gleichzeitig zur Bestimmung des Turbinendrehmomentes benutzt werden. Zu diesem Zweck ist eine in Kap. 3.1.1 näher beschriebene Drehmomentenmeßnabe DN im Turbinenabtriebsstrang mit einer drahtlosen Meßwertübertragung vorgesehen.

Die während des Versuchsbetriebes im Strömungskreislauf anfallenden dissipativen Verluste führen zu einer Erwärmung des Arbeitsfluides. Zum Schutz des Wandlers und zur Aufrechterhaltung konstanter Stoffwerte wie z.B. Dichte ρ und kinematische Zähigkeit η wird das erwärmte Wasser über ein kontinuierlich arbeitendes Kühlsystem ausgetauscht (Bild 2.7). Hierzu wird aus einem Sammelbehälter ($V=1,5 \text{ m}^3$) Wasser von einer Kreiselpumpe KP angesaugt und über einen Kühler, dessen Kühlwasserstrom $\dot{V}_{KW}$ durch ein temperaturgesteuertes Ventil TV_2 geregelt wird, über einen in der Vorderwand des Wandlergehäuses angebrachten Ringkanal 21 mit konstanter Eintrittstemperatur t_{WE} zugeführt. Ein im Bypass eingebautes druckgesteuertes Ventil DV sorgt für einen zur Vermeidung von Schaumbildung und Kavitation notwendigen Vorfülldruck im Wandlerkreislauf.

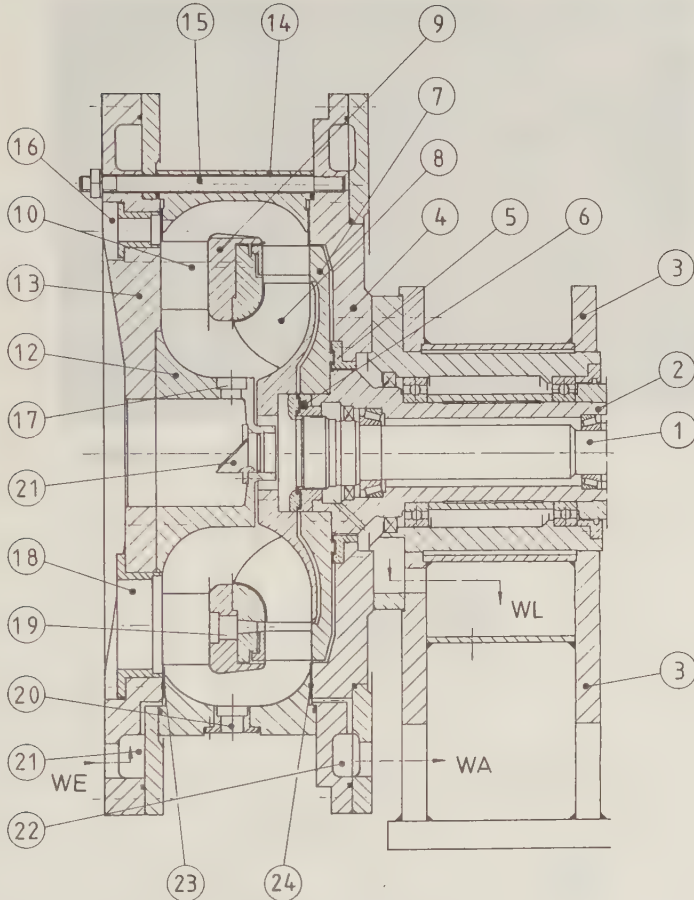


Bild 2.4. Meridianschnitt des Wasserwandlers,

- 1 Antriebswelle, 2 Abtriebswelle, 3 Lagerträger,
4 Rückwand, 5 u. 6 Spaltdichtungen, 7 Turbinenrad
8 Pumpenrad, 9 Innenkern, 10 Leitrad, 12 innere
Umlenkung, 13 Vorderwand, 14 äußere Umlenkung,
15 Spannschraube, 16-20 optische Fenster,
21 u. 22 Ringraum, 23 u. 24 Ringspalte für Massen-
austausch (Wasser), WE Wassereintritt, WA Wasseraus-
tritt, WL Leckwasser

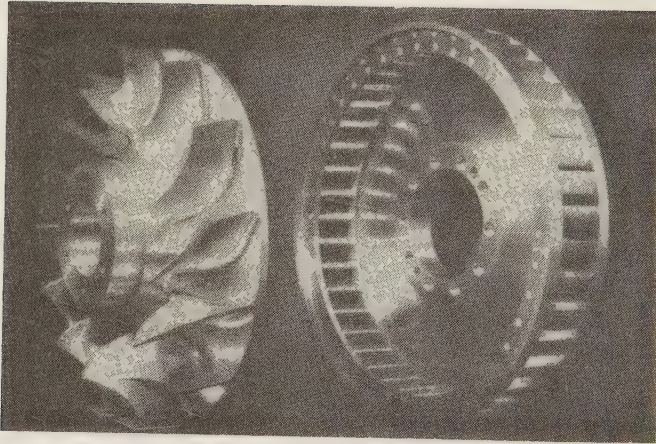


Bild 2.5. Pumpen- und Turbinenrad des Wasserwandlers

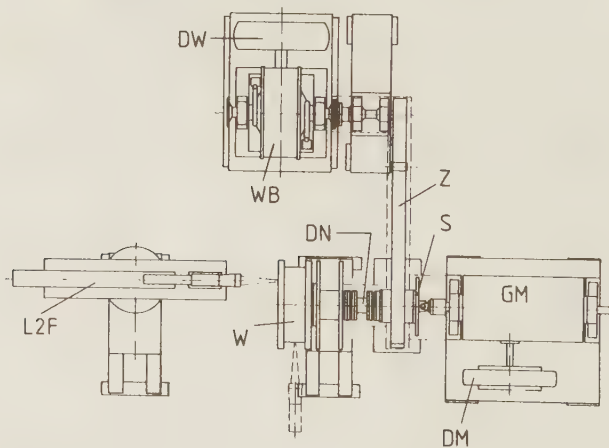


Bild 2.6. Aufbauplan des Wasserwandlers,
 W Wandler, DM u. DW Drehmomentenwaagen,
 WB Wirbelstrombremse, DN Drehmomentenmeßnabe,
 GM Gleichstrommotor, S Scheibenbremse,
 Z Zahnriemen

Das erwärmte Wasser wird über einen an der Rückseite des Wandlergehäuses angebrachten Ringkanal 22 (siehe Bild 2.4) entnommen und dem Sammelbehälter zugeführt, wobei das temperaturgesteuerte Ventil TV_1 den abfließenden Volumenstrom $\dot{V}_W$ lastabhängig regelt. Da das erwärmte Wasser hinter der Turbine entnommen und vor dem Leitrad gekühlt zugeführt wird, ist sichergestellt, daß die beschaufelten Teile des Strömungskreislaufs immer vom gleichen Massenstrom durchflossen werden.

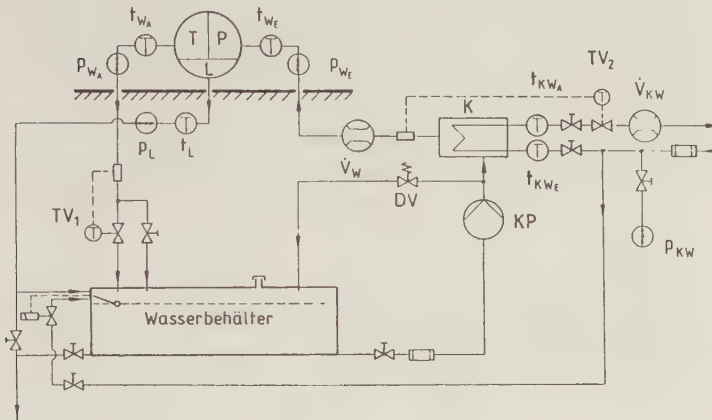


Bild 2.7. Kühlkreislauf und Meßstellenplan des Wasserwandlers, P Pumpe, T Turbine, L Leitrad, KP Kreislumppe, DV Bypassventil, K Kühler, TV_1 u. TV_2 temperaturgesteuerte Ventile, $\dot{V}_{KW}$ Kühlwasservolumenstrom, $\dot{V}_W$ Wasservolumenstrom, Formelzeichen siehe Tabelle 2.1

In der nachfolgenden Tabelle 2.1 sind die im Rahmen der Betriebsüberwachung während des Versuches laufend gemessenen Daten einschließlich der dabei verwendeten Meßtechnik aufgeführt. Eine Unter- bzw. Überschreitung vorgegebener Grenz-

werte führt automatisch zu einer Abschaltung des Versuchsstandes.

Tabelle 2.1. Betriebsüberwachungsdaten (Wasserwandler)

Meßgröße	Meßprinzip	Bezeichnung u. Einheit
<u>Drehmomente</u>		
Pumpenmoment	Waage	M_P (Nm)
Turbinenmoment	DMS	M_T (Nm)
<u>Drehzahlen</u>		
Pumpendrehzahl	Induktiv	N_P (min ⁻¹)
Turbinendrehzahl	Induktiv	N_T (min ⁻¹)
<u>Volumenstrom</u>		
Kühlwasserstrom durch den Wandler	Ringkolbenz.	$\dot{V}_W$ (dm ³ /sec)
Kühlwasserstrom durch den Wärmetauscher	Ringkolbenz.	$\dot{V}_{KW}$ (dm ³ /sec)
<u>Drücke</u>		
Druck in der Kühlwasser- leitung zum Wärmetauscher	Manometer	p_{KW} (bar)
Druck im Ringkanal (Wasserzufuhr)	Manometer	p_{WE} (bar)
Druck im Ringkanal (Wasserabfuhr)	Manometer	p_{WA} (bar)
Druck in der Leckleitung	Manometer	p_L (bar)
<u>Temperaturen</u>		
Wassertemperatur am Wärmetauschereintritt	Thermoelement	t_{KW_E} (°C)
Wassertemperatur am Wärmetauscheraustritt	Thermoelement	t_{KW_A} (°C)
Wassertemperatur im Ringkanal (Wandlereintritt)	Thermoelement	t_{WE} (°C)
Wassertemperatur im Ringkanal (Wandleraustritt)	Thermoelement	t_{WA} (°C)
Wassertemperatur in der Leckwasserleitung	Thermoelement	t_L (°C)

2.2 Wandler mit Luftfüllung

In Bild 2.8 ist ein Meridianschnitt des Luftwandlers zu sehen. Aus den gleichen Gründen wie beim Wasserwandler ist bei diesem Versuchsstand ebenfalls eine koaxiale Anordnung von Pumpen- und Turbinenwelle (1 u. 2) gewählt worden. Da im Luftwandler vor allem die Relativ- bzw. Absolutströmung in den Schaufelkanälen des Pumpen-, Turbinen- und Leitrades mit Hilfe des Funkenblitzverfahrens ermittelt werden soll, das Verfahren jedoch elektrisch nichtleitende und durchsichtige Materialien erfordert, ist der Luftwandler weitgehend aus durchsichtigem Kunststoff gefertigt worden. Um insbesondere die Funkenblitzgardinen der Relativströmung im rotierenden Pumpen- und Turbinenrad (5 u. 6) fotografieren zu können, hat es sich als zweckmäßig erwiesen, den Strömungskreislauf im Gegensatz zum Wasserwandler spiegelbildlich anzuordnen. Aus fertigungstechnischen Gründen sind Radscheibe, Schaufeln und Deckscheibe des Turbinenrades getrennt gefertigt worden. Um die Verformung des Turbinenrades insbesondere bei hohen Drehzahlen nicht zu groß werden zu lassen, ist als Deckscheibenmaterial eine Aluminiumlegierung gewählt worden, die jedoch gegen Funkenüberschläge im Schaufelkanal zusätzlich isoliert worden ist. Ein im Turbinenrad angebrachtes Axiallager 18 soll bei größeren Druckdifferenzen zwischen der Turbinenradscheibe 6 und der Frontplatte 17 deren Durchbiegung begrenzen und eine unmittelbare Berührung mit der Radscheibe des Turbinenrades verhindern.

In Bild 2.9 ist exemplarisch die Anordnung Rückwand-Leitrad-beschaufelung-Innenkern im zusammengebauten Zustand dargestellt. Um die optische Durchlässigkeit im Hinblick auf die Qualität der anzufertigenden Funkenblitzaufnahmen zu erhöhen, sind die entsprechenden Radscheiben der Schaufelkränze manuell poliert worden.

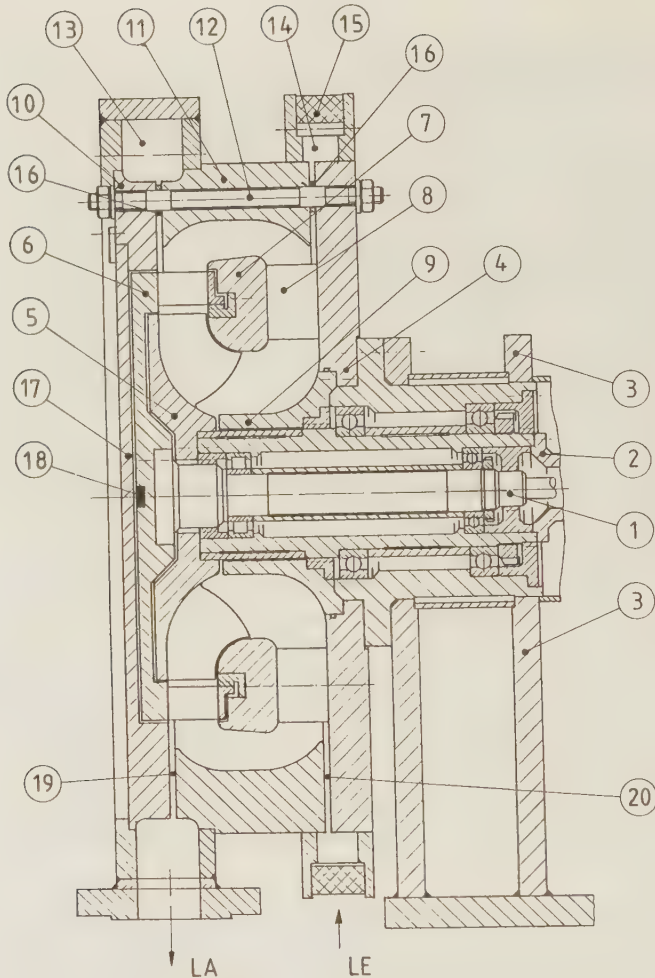


Bild 2.8. Meridianschnitt des Luftwandlers,

- 1 Antriebswelle, 2 Abtriebswelle, 3 Lagerträger,
 4 Rückwand, 5 Pumpenrad, 6 Turbinenrad, 7 Innen-
 kern, 8 Leitrad, 9 innere Umlenkung, 10 orderwand,
 11 äußere Umlenkung, 12 Spannschraube, 13 u. 14
 Ringraum, 15 Filterband, 16 Distanzscheibe,
 17 Frontplatte, 18 Stützlager, 19 u. 20 Ringspalte
 für Massenaustausch (Luft), LE Lufteintritt,
 LA Luftaustritt

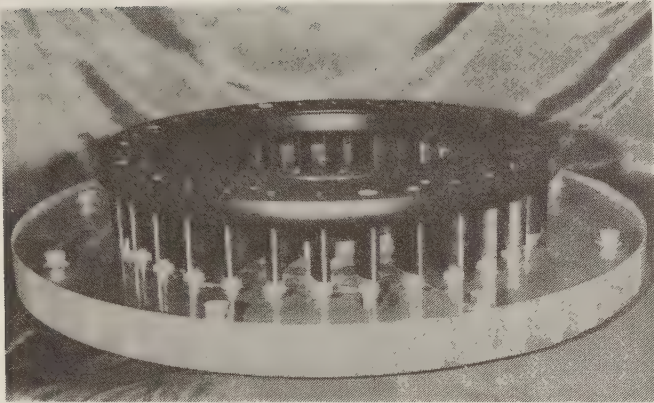


Bild 2.9. Rückwand, Leitradbeschaufelung und Innenkern des Luftwandlers

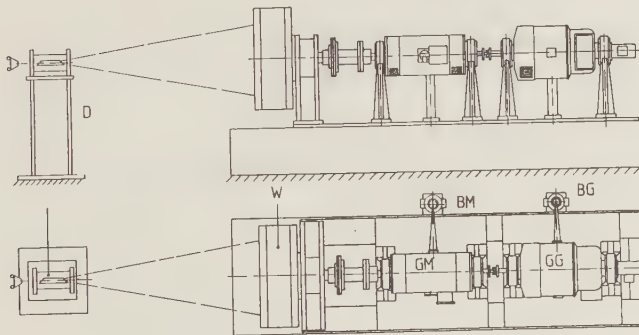


Bild 2.10. Aufbauplan des Luftwandlers,
W Wandler, D Dove-Prisma, GM Gleichstrommotor,
GG Gleichstromgenerator, BM Biegebalken (Motor),
BG Biegebalken (Generator)

Der Aufbau des Luftwandlerversuchsstandes ist in Bild 2.10 dargestellt. Das Wandlerpumpenrad wird über einen pendelnd gelagerten Gleichstrommotor GM (Leistung 12 KW) angetrieben, dessen Antriebsmoment sich über einen Hebelarm auf einen mit Dehnmessstreifen bestückten Biegebalken BM abstützt. Ein ebenfalls pendelnd gelagerter Bremsgenerator GG kann im Mehrquadrantenbetrieb gefahren werden und regelt damit die je nach Betriebspunkt erforderliche Turbinendrehzahl. Da beim Wechsel von Generator- auf Motorbetrieb das Turbinenmoment sein Vorzeichen ändert, ist durch eine besondere Stützkonstruktion am Biegebalken auch die Richtung des Turbinenmomentes ermittelbar.

In Bild 2.11 ist schematisch der Kühlkreislauf und der Meßstellenplan zur Betriebsüberwachung des Luftwandlers dargestellt.

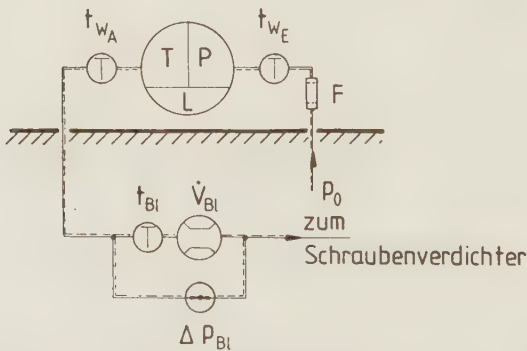


Bild 2.11. Kühlkreislauf und Meßstellenplan des Luftwandlers
 F Filter, $\dot{V}_{BI}$ Blendenvolumenstrom, t_{BI} Temperatur an der Blende, Δp_{BI} Druckdifferenz an der Blende, p_0 Umgebungsdruck, t_{WE} u. t_{WA} siehe Tabelle 2.1

Während ein Schraubenverdichter die durch Dissipation im Strömungskreislauf erwärmte Luft lastabhängig absaugt, tritt Luft mit Umgebungstemperatur und -druck über einen Ringraum in den Wandler ein. Ein den Ringraum umschließendes Filterband (siehe Bild 2.8) schützt den Strömungskreislauf vor größeren Verschmutzungen. Der abgesaugte Volumenstrom $\dot{V}_{B1}$ kann über eine Normblende gemessen werden. Das Wandlerdruckniveau entspricht in etwa dem der Umgebung. Eine Druckniveauänderung ist nicht vorgesehen.

3. Meßtechnik, Auswertungen und Fehlerbetrachtungen

Auch diese Untersuchungen an den vorab beschriebenen Versuchsständen sind im Rahmen des Sonderforschungsbereiches 117 "Leistungsverzweigung in der Antriebstechnik" durchgeführt worden.

Zur experimentellen Ermittlung von Strömungsdaten in den Wandlerkreisläufen, wie z.B. Gesamtdrücke, Strömungsgeschwindigkeiten und Strömungsrichtungen, sind je nach Art des zu messenden Fluides sowohl konventionelle Sondenmeßverfahren wie

- Mehrlochdrucksonden

als auch moderne Geschwindigkeitsmeßverfahren wie

- Funkenblitzverfahren und
- Laser-Zwei-Fokus-Verfahren

eingesetzt worden.

Infolge der bei den Geschwindigkeitsmeßverfahren und bei den Drehmoment-/Drehzahlmessungen anfallenden Vielzahl von Meßdaten, ist der Einsatz einer Meßwerterfassungsanlage (PDP 11/04) erforderlich gewesen.

Um Aussagen über die Genauigkeit der gemessenen und ausgewerteten Daten zu erhalten, sind diese mit den aus der Statistik her bekannten Beziehungen zur Bestimmung von Mittelwerten und Abweichungen untersucht worden.

Damit die Berechnung dieser statistischen Werte in Kap. 3.1 und 3.2 nicht wiederholt werden muß, werden die in [32] hergeleiteten Gleichungen hier in allgemeiner Form angegeben. Später werden sie dann auf die jeweilige Anwendung hin zugeschnitten.

Bei den zu messenden Größen kann in guter Näherung von einer Normal- bzw. Gauß-Verteilung der Meßwerte ausgegangen werden.

Mittelwert und Standardabweichung

Sind z.B. die Meßwerte $x_1, x_2, \dots, x_i, \dots, x_n$ insgesamt $h_1, h_2, \dots, h_i, \dots, h_n$ mal gemessen worden, so folgt für den gewichteten absoluten Mittelwert $\bar{x}$ bei Mehrfachmessungen

$$\bar{x} = \frac{\sum_{i=1}^n h_i \cdot x_i}{\sum_{i=1}^n h_i} . \quad (3.1)$$

Das in Bild 3.1 exemplarisch dargestellte Histogramm einer diskreten Verteilung der Meßwerte gibt einen anschaulichen Überblick über den möglichen Streubereich der Meßwerte um den gewichteten absoluten Mittelwert $\bar{x}$.

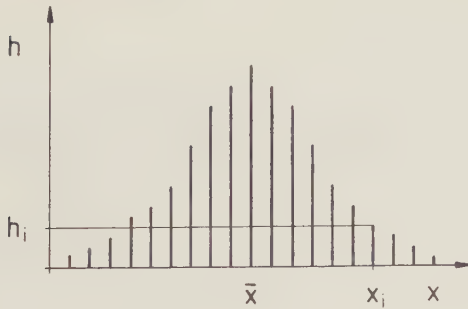


Bild 3.1. Diskrete Verteilung einer Meßgröße,
 $\bar{x}$ gewichteter absoluter Mittelwert, x_i i-ter Meßwert, h_i Anzahl der Messungen des i-ten Meßwertes, h Häufigkeit, x Meßwertbereich

Der absolute Mittelwert der quadratischen Abweichung vom gewichteten Mittelwert $\bar{x}$ berechnet sich zu:

$$(\Delta \bar{x})^2 = \frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2 \cdot h_i}{\sum_{i=1}^n h_i} \quad (3.2)$$

Die positive Quadratwurzel von $(\Delta \bar{x})^2$ wird i.a. als Standardabweichung S ,

$$S = |\sqrt{(\Delta \bar{x})^2}| \quad (3.3)$$

bezeichnet und stellt ein Maß für die Streuung der Meßgröße x_i um den gewichteten Mittelwert $\bar{x}$ dar.

Ausgleichsgerade und Streuband

Bei der Kalibrierung der für die Drehmomentmessung erforderlichen Kraftaufnehmer und Meßnaben ist es notwendig, diskret gemessene Punkte durch eine für den Rechneinsatz erforderliche Ausgleichsgerade anzunähern, sowie die Abweichung der Meßpunkte von dieser Geraden zu bestimmen.

Eine Gerade kann z.B. in rechtwinkligen x-y-Koordinaten durch die Gleichung

$$y = m \cdot x + b$$

beschrieben werden. Aus physikalischen Gründen wird häufig gefordert, daß die Ausgleichsgerade durch den Nullpunkt des Koordinatensystems gehen muß. Dann ist $b=0$ und für die Steigung m der Ausgleichsgeraden folgt nach [32]:

$$m = \frac{\sum_{i=1}^n x_i \cdot y_i}{\sum_{i=1}^n x_i^2} , \quad (3.4)$$

wobei x_i die Eingangsgröße (z.B. Gewicht (N))
 y_i die Ausgangsgröße (z.B. Spannung (mV))
 n die Anzahl der Meßpunkte und
 i diskrete Meßpunkte
 darstellen.

Die mittlere Abweichung (Streuband) um die Ausgleichsgerade berechnet sich zu:

$$S_G = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n y_i^2 - m \cdot \sum_{i=1}^n x_i \cdot y_i}{n - 2}} \quad (3.5)$$

Fehlerfortpflanzungsgesetz

Bei der quantitativen Bestimmung z.B. der mit den Gleichungen (4.1-4.4) definierten Kennlinien η , μ und λ setzen sich diese Meßgrößen aus mehreren, mit Einzelfehlern behafteten Einzelmeßgrößen zusammen. Der Gesamtfehler kann dann mit Hilfe des Fehlerfortpflanzungsgesetzes bestimmt werden. Für den mittleren absoluten Fehler Δf einer Gesamtmeßgröße y , die mit n Einzelmeßgrößen x_i in einem funktionalen Zusammenhang steht, folgt

$$\Delta f = \sqrt{\sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial y}{\partial x_i} \cdot \Delta x_i \right)^2} , \quad (3.6)$$

wobei Δx_i der mittlere absolute Fehler der Einzelmeßgröße x_i ist.

Die mittleren Fehler Δx_i der einzelnen Meßgeräte sind entweder durch Kalibrierung ermittelt, oder bei garantierten Werten den Herstellerangaben entnommen worden.

3.1 Konventionelle Meßverfahren

Zur Ermittlung des globalen Betriebsverhaltens beider Versuchsstände sind sowohl vor und nach den speziellen Messungen in den Wandlerkreisläufen Kennfelder aufgenommen worden.

Die dazu benutzten Drehmomentmeßverfahren unterscheiden sich bei beiden Versuchswandlern insbesondere wegen der stark unterschiedlichen Momente.

Die mit konventionellen, zeitlich mittelnden Drucksonden gemessenen Druckverteilungen sollen einerseits Aufschluß über die Energieverteilung der Strömung geben, erlauben andererseits aber auch unter Beachtung der zu- bzw. abgeführten spezifisch technischen Arbeiten eine Berechnung von Verlusten in den einzelnen Abschnitten des Strömungskreislaufs.

3.1.1 Drehmoment- und Drehzahlmessung

Drehmomentmessung

Beim Wasserwandler erfolgt die Messung des Antriebsmomentes der Pumpe über das Reaktionsmoment des pendelnd gelagerten Gleichstrommotors (siehe Bild 2.4). Der am Motor befestigte freie Hebelarm stützt sich auf einer Kraftmeßdose im Innern der Drehmomentwaage ab. Das abgestützte Drehmoment kann einerseits an einem großen Rundinstrument abgelesen werden, andererseits erzeugt die Kraftmeßdose eine lastproportionale Ausgangsspannung, die in der Meßwerterfassungsanlage in ein Drehmoment umgerechnet wird.

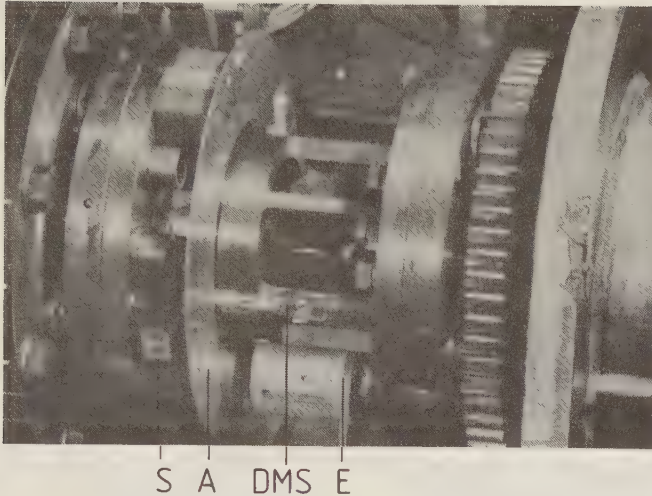


Bild 3.2. Meßnabe (Wasserwandler), St Stege

E Empfänger, DMS Dehnmeßstreifen, A Antenne,
S Sender

Das Turbinenbremsmoment wird zwar durch eine Wirbelstrombremse (Fa. Schenk, Typ W 450) erzeugt, jedoch über eine mit Dehnmeßstreifen (DMS) bestückte Meßnabe (Bild 3.2) ermittelt. Die bei der Verformung der Stege St infolge des belastenden Bremsmomentes auftretende Widerstandsänderung der DMS wird gemessen, über eine Scheibenantenne A drahtlos dem Empfänger E zugeleitet und von dort über eine vor Beginn der Messungen aufgenommene Kalibrierkurve in das jeweilige Turbinendrehmoment umgerechnet.

Da die Drehmomente beim Luftwandler ca. 30 mal kleiner sind als beim Wasserwandler, sind zur Ermittlung der Drehmomente von Pumpe und Turbine handelsübliche, hochgenaue Kraftaufnehmer (Fa. HBM, Typ Z6-2-0,1) eingesetzt worden, auf die sich die pendelnden Gehäuse von Motor und Generator über Hebelarme abstützen. Bei den Kraftaufnehmern handelt es sich um einen Doppelbiegebalken (Bild 3.3), auf dem 4 DMS (R_1 , R_2 , R_3 , R_4) so angeordnet sind, daß bei Belastung jeweils 2 DMS

gestaucht und die beiden anderen gestreckt werden.
Ein Faltenbalg (2) schützt die DMS gegen Umwelteinflüsse. Zur definierten Krafteinleitung ist herstellerseitig eine Bohrung (4) angebracht.

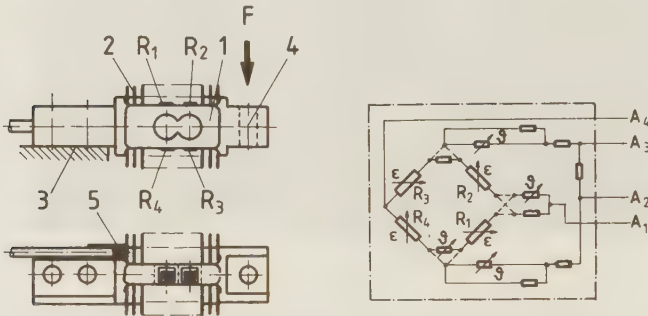


Bild 3.3. Doppelbiegebalken (Luftwandler),
F Krafteinleitung, R_1 - R_4 Dehnmeßstreifen,
1 Doppelbiegebalken, 2 Faltenbalg, 3 Befestigung
4 Aufnahmebohrung, 5 Kabeldurchführung,
 A_1 - A_4 Anschlußklemmen

Weil die DMS den Widerstand proportional zu ihrer Längendehnung ändern und damit eine Brückenverstimmung hervorrufen, kann, wenn z.B. an die Anschlüsse A_2 und A_3 eine Eingangsspannung U_E angelegt wird, die Ausgangsspannung U_A zwischen den Anschlüssen A_2 und A_4 abgegriffen werden.

Das Verhältnis U_A/U_E ist ein Maß für die Brückenverstimmung und stellt gleichzeitig das linear mit der Last F veränderliche Ausgangssignal dar, welches wie bei der Meßnabe des Wasserwandlers über eine ermittelte Kalibrierkurve in ein Drehmoment umgerechnet wird.

Drehzahlmessung

Zur Drehzahlmessung dienen bei beiden Versuchsständen sowohl auf der Pumpen- als auch auf der Turbinenwelle befestigte Zahnscheiben mit jeweils 60 Zähnen (Bild 3.4).

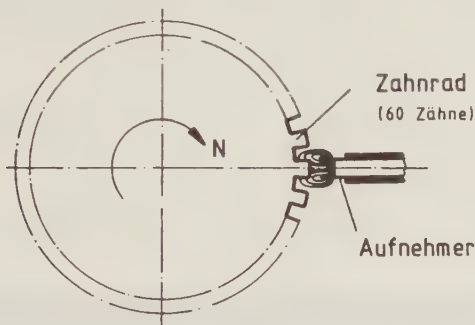


Bild 3.4 Zum Prinzip der Drehzahlmessung

Bei einer Drehbewegung rufen die zwischen den einzelnen Zähnen befindlichen Nuten Störungen des Magnetfeldes der induktiven Aufnehmer hervor, die in elektrische Signale umgewandelt und einem pro Zeiteinheit aufsummierenden Zählwerk zugeführt werden. Die jeweilige Drehzahl wird sowohl digital angezeigt (U/min) als auch an die Meßwerterfassungsanlage weitergegeben.

Mit den Messungen des Pumpen- und Turbinenmomentes, sowie der Pumpen- und Turbinendrehzahlen, können für verschiedene Betriebspunkte die globalen Kenndaten der Wandler errechnet werden.

Während der Meßfehler bei der Drehzahlmessung klein ist und vernachlässigt werden kann, ist dieser bei der Ermittlung der Drehmomente aus den Kalibrierkurven berechenbar.

In Tabelle 3.1 sind die mit den Gleichungen (3.1-3.6) definierten statistischen Werte für die Fehlerabschätzung, bezogen auf den jeweiligen Skalenendwert, zusammengefaßt.

Wasserwandler	$\frac{\Delta M_P}{M_{P \max}} \cdot 100\%$	$\pm 0,58\%$
	$\frac{\Delta M_T}{M_{T \max}} \cdot 100\%$	$\pm 0,44\%$
Luftwandler	$\frac{\Delta M_P}{M_{P \max}} \cdot 100\%$	$\pm 0,98\%$
	$\frac{\Delta M_T}{M_{T \max}} \cdot 100\%$	$\pm 0,34\%$

Tabelle 3.1. Relative Fehler bei der Bestimmung der Drehmomente

Über das Fehlerfortpflanzungsgesetz (bezogen auf den max. Wirkungsgrad) nach Gleichung (3.6) ergibt sich somit z.B. für den Wasserwandler ein relativer Fehler bei der Bestimmung des Wirkungsgrades von

$$\frac{\Delta \eta}{\eta_{\text{opt}}} \cdot 100 \% = \pm 0,73 \%$$

und für den Luftwandler ein Fehler von

$$\frac{\Delta \eta}{\eta_{\text{opt}}} \cdot 100 \% = \pm 1,04 \%$$

Beide Werte liegen unterhalb der in der VDI-Richtlinie 2153 [58] für den Wirkungsgrad im Optimalpunkt festgelegten Toleranzen.

3.1.2 Druckmessungen mit Mehrlochsonden

Das Einführen einer Sonde insbesondere in die z.T. engen Strömungskanäle des Wandlerkreislaufts stellt eine Strömungsstörung dar, die zu einem nicht immer korrigierbaren Meßfehler führt. Neben anderen Fehlermöglichkeiten ist insbesondere die gegenseitige Beeinflussung von Sonde und Kanalwand bei Messungen in Wandnähe zu beachten. Heikal [25] hat eingehende Untersuchungen über Fehlermöglichkeiten bei Sondenmessungen durchgeführt, sowie Abschätzungen über die Größenordnung der Fehler angegeben.

In Bild 3.5 sind die Meßköpfe der vier verwendeten Sondentypen (Fa. United Sensor&Control Corp., USA) dargestellt.



Bild 3.5. Verwendete Mehrlochsonden, (Fa. United Sensor&Control Corp., USA)

Infolge des stark dreidimensionalen Charakters der Strömung hinter dem Turbinenrad ist für die dortigen Messungen die in Bild 3.6 dargestellte 5-Loch-Sonde vom Typ DA-125-12-CD verwendet worden. Über die mittlere Sondenbohrung wird der Gesamtdruck $p_1=p_G$ ermittelt, während der Strömungswinkel α durch die Nullabgleichmethode ($p_2=p_3$) und der Strömungswin-

kel ϵ über die Messung der Druckdifferenzen p_1-p_2 und p_4-p_5 aus einer vom Hersteller der Sonde ermittelten Kalibrierkurve (Bild 3.7) bestimmt werden.

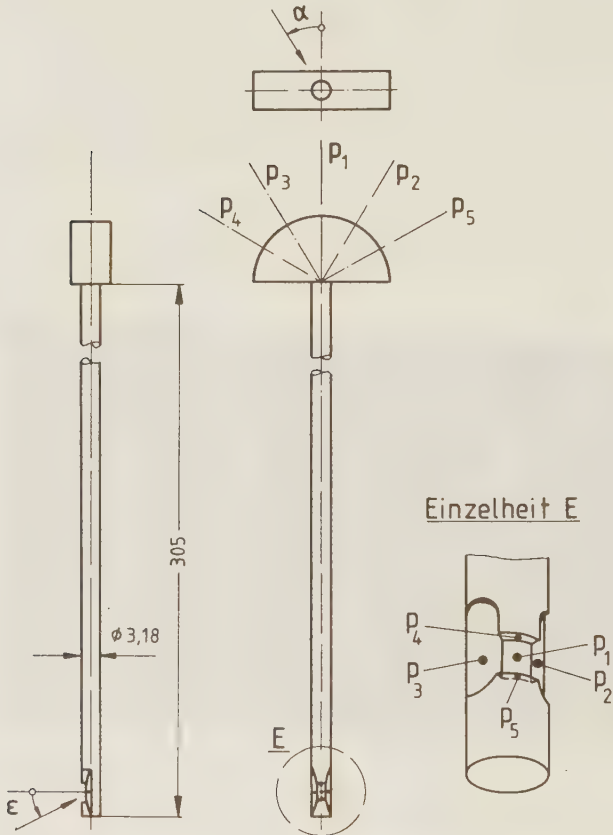


Bild 3.6. 5-Loch-Zylindersonde DA-125-12-CD,
(Fa. United Sensor&Control Corp., USA)

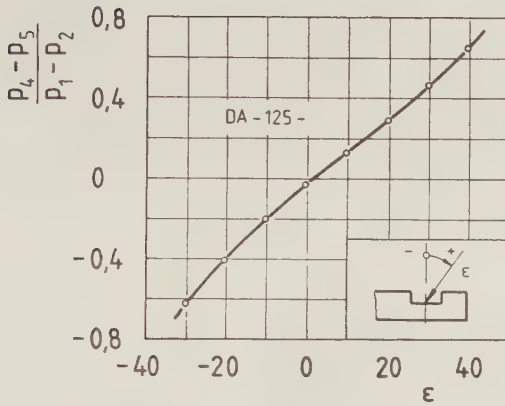


Bild 3.7. Kalibrierkurve $p_G = f(\epsilon)$ für die Sonde DA-125-12-CD

Ist der Winkel ϵ klein, so können zur Messung des Gesamtdruckes auch die 3-Loch-Sonden W-120-12-CD und YC-120-12-CD eingesetzt werden, die bei $\epsilon < \pm 20^\circ$ den Gesamtdruck noch relativ unverfälscht anzeigen, wie in Bild 3.8 dargestellt ist.

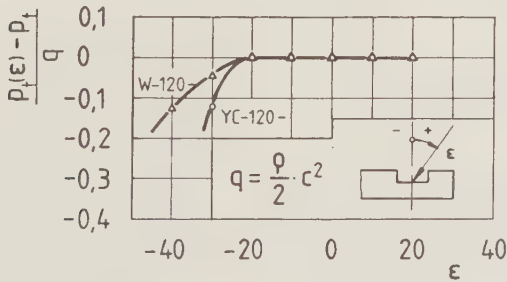


Bild 3.8. Kalibrierkurve $p_G = f(\epsilon)$ für die Sonden W-120-12-CD und YC-120-12-CD

Da sich bei diesen Sondentypen jedoch die Bohrung für die Messung des Gesamtdruckes $p_G = p_1$ ca. $2 \cdot d = 6,4$ mm vor Sondenende befindet, sind Gesamtdruckmessungen in Wandnähe hiermit nicht möglich. Für die Messungen im wandnahen Bereich ist die die in Bild 3.5d gezeigte Cobra-Sonde vom Typ CA-120-12-CD eingesetzt worden, die jedoch bei Fehlanströmungen mit $\epsilon > \pm 5^\circ$ zunehmend ungenauere Meßergebnisse anzeigt.

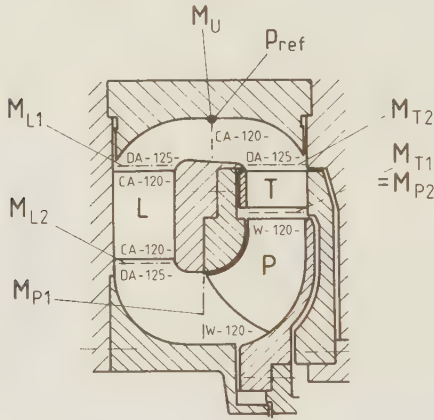


Bild 3.9. Meßorte für Messungen mit Mehrlochsonden im Wandlerkreislaufring

Mit den in Bild 3.5 dargestellten Mehrlochsonden sind an insgesamt 6 verschiedenen und in Bild 3.9 dargestellten Meßorten im Strömungskreislauf des Wasserwandlers für festgelegte Betriebspunkte Messungen durchgeführt worden.

Während die gemessenen Drücke vor der Pumpe (M_{P1}), zwischen Pumpe und Turbine ($M_{P2} = M_{T1}$) und hinter der Turbine (M_{T2}) zeitliche, über den gesamten Radumfang gemittelte Werte für verschiedene Punkte über der Schaufelhöhe darstellen, sind vor und hinter dem Leitrad (M_{L1} und M_{L2}) auch Druckverteilungen gemessen worden.

$$\bar{p}_G = p_{G(M-M)} + \underbrace{\rho \cdot g \cdot r \cdot \int_0^{2\pi} \sin\varphi \cdot d\varphi}_{= 0}$$

$$\bar{p}_G = p_{G(M-M)}$$

Die Gesamtdruckmessungen im Wasserwandler sind mit einem Versuchsaufbau nach Bild 3.10 durchgeführt worden. Infolge der unterschiedlichen Höhen zwischen Meßort im Wandlerkreislauf und Ablesung an der U-Rohr-Säule ist auch hier eine Umrechnung erforderlich.

Bei der dargestellten Anordnung der U-Rohr-Säule ist die freie Oberfläche A_B des Ausgleichsbehälters sehr viel größer als die Querschnittsfläche A_R des Meßrohres, somit kann bei Änderungen Δh der Quecksilbersäule in guter Näherung f als konstant angesehen werden. Für einen gedachten Schnitt x-x liefert das Druckgleichgewicht:

linke Seite

$$p_x = p_G + \rho_{H_2O} \cdot g \cdot (b+a-d) \quad (3.7)$$

rechte Seite

$$p_x = p_L + \rho_{H_2O} \cdot g \cdot (e+f) + \frac{1}{2} \cdot \rho_{Hg} \cdot g \cdot \Delta h \quad (3.8)$$

Durch Gleichsetzen folgt dann die Umrechnungsgleichung zur Ermittlung des Gesamtdruckes am vorgesehenen Meßort

$$(p_G - p_L) = \rho_{H_2O} \cdot g \cdot [c+f-b + \left(\frac{\rho_{Hg}}{\rho_{H_2O}} - 1 \right) \cdot \Delta h]. \quad (3.9)$$

3.2.1 Funkenblitzverfahren

Anhand einer in Bild 3.11 dargestellten Funkenblitzaufnahme in einem rechteckigen Diffusor soll das Funkenblitzverfahren näher erläutert werden [9,10,11,12].

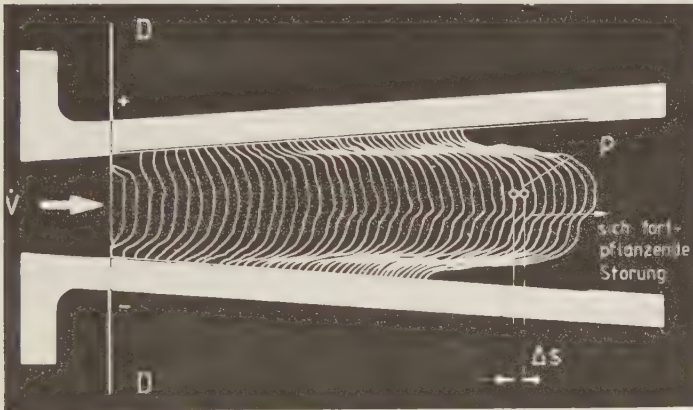


Bild 3.11. Funkenblitzaufnahme in einem rechteckigen Diffusor, D Drahtelektrode

Das Prinzip beruht darauf, daß zwischen zwei in einer Gasströmung befindlichen Elektroden D durch eine hinreichende Hochspannung zunächst an der engsten Stelle zwischen beiden Elektroden eine Funkenentladung hervorgerufen wird, die einen ionisierten Plasmaschlauch hinterläßt, der vom strömenden Gas mitgenommen und entsprechend der Geschwindigkeitsverteilung verformt wird. Innerhalb einer begrenzten Zeit ($t < 10^{-4}$ sec) besitzt der ionisierte Plasmaschlauch einen bedeutend geringeren elektrischen Widerstand als das ihn umgebende Gas. Wird nun innerhalb der Lebensdauer des Plasmaschlauches an die Elektroden ein weiterer Hochspannungsimpuls angelegt, so findet die erneute Funkenentladung nicht auf dem zwischen den Zündspitzen befindlichen kürzesten Weg, sondern über den vorionisierten und dabei wieder aufleuchtenden Plasmaschlauch statt.

Wird die Impulsfolge programmiert, so ist dieser Vorgang wiederholbar, bis der Plasmaschlauch etwa die fünffache Länge der Zündstrecke erreicht hat.

Die einzelnen Funkenblitze sind mit bloßem Auge sichtbar, können fotografiert werden und ergeben eine sogenannte Funkenblitzgardine, die schon vorab ein qualitatives Strömungsbild liefert.

Die Strömungsgeschwindigkeit c , z.B. in der Umgebung des Punktes P einer unverzerrt dargestellten Funkenblitzgardine, kann ermittelt werden, indem der Abstand Δs zwischen zwei aufeinanderfolgenden Funken in der Umgebung des Punktes ausgemessen und unter Berücksichtigung eines etwaigen fotografischen Vergrößerungsmaßstabes M sowie der programmierten Impulsfrequenz f_B aufeinanderfolgender Blitze in Gleichung (3.10) eingesetzt wird

$$c = M \cdot \Delta s \cdot f_B. \quad (3.10)$$

Über die Auswertung einer genügend großen Anzahl von Punkten aus Funkenblitzaufnahmen in mehreren Ebenen eines Strömungskanals kann eine räumliche Geschwindigkeitsverteilung ermittelt werden [9,12]. Die Strömungsrichtung läßt sich z.B. aus der Fortpflanzung von Störungen in den Funkenbahnen, wie z.B. Bild 3.11 zeigt, entnehmen.

Bei der Beurteilung von Funkenblitzaufnahmen ist jedoch die Beeinflussung jeder Funkenentladung durch das dem Strömungsfeld überlagerte elektrische Feld zu beachten. Sowohl diese sogenannte elektrische Eigengesetzlichkeit, als auch noch weitere Fehlermöglichkeiten, wie z.B.

- der Einfluß der Elektrodenspitzenausbildung auf den ersten Funken,
- die Rückwirkung der durch den Funken eingebrachten Energie auf die Strömung,

- der Einfluß infolge Diffusion von vorionisierten Teilchen aus dem Plasmaschlauch in die eigentliche Gasströmung auf nachfolgende Funkenbahnen,
- der Einfluß unterschiedlicher Dichten von Gas und Plasmaschlauch in Beschleunigungsfeldern auf die Bewegung des Funkens,

sind von Weske, Herzog und Bömelburg [2], sowie zusammenfassend mit anderen, insbesondere bei der Anwendung des Verfahrens auf die Strömungsverhältnisse in Radialverdichterlauf-rädern auftretenden Fehlerquellen von Fister [12] untersucht worden.

Bei den im Luftwandler vorliegenden Strömungsverhältnissen führen diese Fehlerquellen jedoch zu keiner Einschränkung in der Nutzung und können unter Beachtung der in [12] gegebenen Hinweise ohne wesentliche Einbuße an Genauigkeit vernachlässigt werden.

Die zur Erzeugung von Funkenblitzserien in definierten Zeitabständen erforderlichen Hochspannungsimpulse sind mit einer Strobokin-Funkenblitzanlage (Fa. Impulsphysik GmbH, Hamburg) erzeugt worden (Bild 3.12). In einem Hochspannungsnetzgerät wird eine Gleichspannung von ca. 8,5 KV erzeugt, mit der insgesamt 5 Entladekondensatoren aufgeladen werden können. Zur Erzeugung unterschiedlicher Funkenintensitäten können wahlweise Kondensatoren ab- bzw. zugeschaltet werden. Ein Impulsgenerator und eine Hauptfunkenkammer dienen der Erzeugung der pulsierenden Hochspannung, wobei am Impulsgenerator der Zeitabstand Δt_p zweier aufeinanderfolgender Blitze und die Anzahl der Blitze über die Laufzeit t_G eingestellt werden kann. Hauptfunkenkammer und Löschfunkenstrecke werden gleichzeitig durch einen Zündtransformator gezündet und geben damit für die Spannung der Entladekondensatoren den Durchgang zum Impulstransformator frei, die dort nach Bedarf auf 20-80 KV transformiert wird, an 4 Ausgängen abgenommen und zu den Versuchsstrecken geleitet werden kann. Durch Hintereinanderschaltung einzelner Wicklungen ist es weiterhin möglich, die Spannung im Impulstransformator z.B. auf $4 \times (20-80 \text{ KV})$ zu erhöhen, die dann an einem Ausgang zur Verfügung stehen.

Ein dem Impulsgenerator nachgeschalteter Leistungsverstärker sorgt für eine genügend hohe Leistung der zur Zündung der Hauptfunkenkammer und Löschfunkenstrecke erforderlichen Ausgangsimpulse.

In Bild 3.13 ist die Strobokin-Funkenblitzanlage dargestellt.

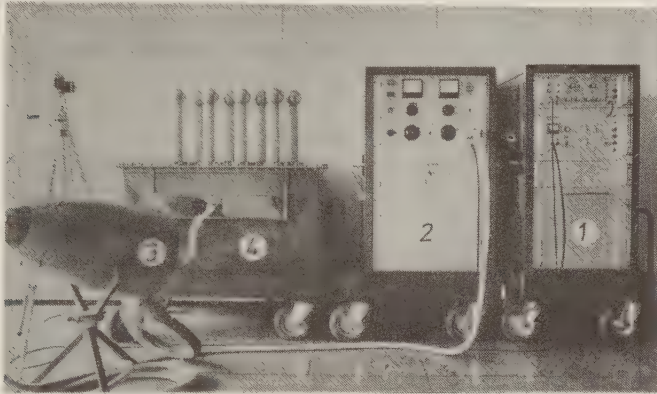


Bild 3.13. Strobokin-Funkenblitzanlage, (Fa. Impulsphysik GmbH, Hamburg), 1 Steuergerät mit Impulsserien-generator, 2 Hochspannungsnetzgerät, 3 Strobokinlampe mit Hauptfunkenkammer, Löschfunkenstrecke und Entladekondensatoren, 4 Impulstransformator

Betriebsdaten:

Frequenzbereich der programmierbaren Impulsserien	10 Hz - 100 MHz
Gesamte einstellbare Impulsseriendauer	10 μ s - 1 s
Einzelimpulsdauer	0,5 μ s - 2 μ s
Impulsanstiegszeit	0,1 μ s
Ausgangsspannung des Hochspannungsnetzgerätes	8 - 9 KV
Ausgangsspannung des Impulstransformators	max. 4x80 KV

In Bild 3.14 sind die Funkenblitzmeßflächen in den drei Schaufelkränzen des Luftwandlers dargestellt. Diese werden von Stromflächen bestimmt, die von im jeweiligen Schaufelkanal gegenüberliegend angebrachten Elektroden aufgespannt werden. Im folgenden sollen diese aufgespannten Strömungsflächen (ähnlich den sog. Stromflächen 1. Art [9,13]) vereinfachend als Meßflächen bzw. Flächen bezeichnet werden. Eine Fotografie jeweils eines Elektrodenpaares im Leit-, Turbinen- und Pumpenrad ergänzt die zeichnerische Darstellung in Bild 3.14.

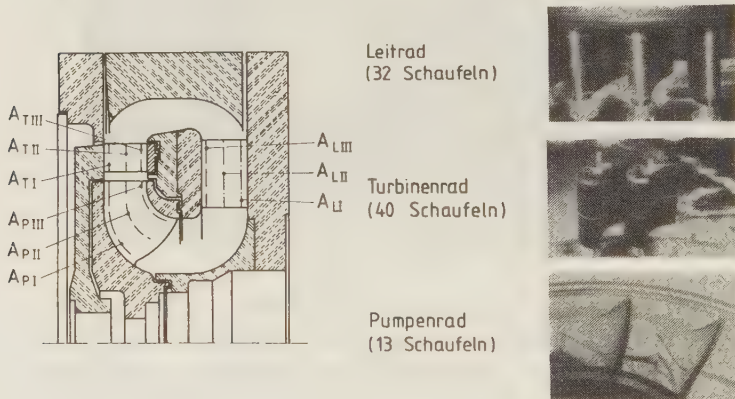


Bild 3.14. Anordnung der Elektroden in den Schaufelkanälen des Luftwandlers

Die Flächen mit dem Index I und III befinden sich jeweils ca. 5 mm vom Schaufelfuß bzw. Schaufelkopf entfernt, während die Flächen mit dem Index II in Kanalmitte angeordnet sind.

Die Fotografie von Funkenblitzgardinen in den Meßflächen A_{LI-III} des nicht rotierenden Leitradkanals ist relativ problemlos, dagegen bereitet die Erfassung der relativen Laufradströmung in den rotierenden Schaufelkanälen der Pumpe und der Turbine insofern Schwierigkeiten, als der mit einer

ortsfest angebrachten Kamera erfaßte Strömungsbereich während der Dauer einer Funkenblitzserie sich entsprechend der Drehfrequenz des Laufrades mitbewegt. Die Umrechnung einer Funkenblitzgardine der Relativströmung aus dem Bild der Absolutströmung ist unter Benutzung des Zusammenhanges zwischen der Blitzfrequenz und der Drehfrequenz des Laufrades zwar mathematisch möglich [9,10], technisch jedoch sehr aufwendig.

Zur direkten Fotografie von Funkenblitzgardinen der Relativströmung ist daher ein Dove-Prisma in den Strahlengang zwischen ortsfester Kamera und rotierendem Laufrad angeordnet worden [11,14]. Die dadurch möglich gewordene Erzeugung eines raumfesten Bildes der Funkenblitzgardine läßt sich anhand des im Bild 3.15a dargestellten Strahlenganges durch das Dove-Prisma erläutern.

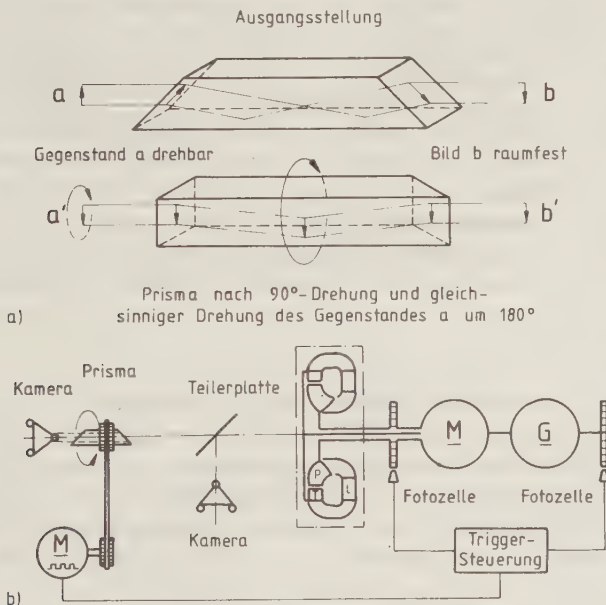


Bild 3.15. Zur Fotografie von Funkenblitzgardinen der Relativströmung in rotierenden Schaufelgittern

a) Strahlengang durch ein Dove-Prisma

b) Schaltbild zum Antrieb des Dove-Prismas

In der Ausgangsstellung wird ein Gegenstand a (hier repräsentiert durch einen Pfeil) in b als raumfestes Bild dargestellt. Wird der Pfeil um 180° gedreht und das Prisma gleichsinnig um 90° gedreht, so zeigt der Strahlengang eine unveränderte Stellung des Pfeiles b. Unter der Voraussetzung, daß die optische Achse des Prismas mit der Drehachse des Laufrades übereinstimmt, erzeugt ein mit halber Laufraddrehzahl rotierendes Dove-Prisma ein raumfestes Bild der Funkenblitzgardine der Relativströmung.

In Bild 3.15b ist das Schaltbild für den Antrieb des Dove-Prismas dargestellt. Eine Fotozelle erzeugt je nach erforderlicher Synchroddrehzahl über die auf der Pumpen- bzw. Turbinenwelle angebrachten Zahnscheiben Impulse, welche in einer nachgeschalteten Triggersteuerung die für den Antrieb des Schrittmotors notwendigen Spannungsimpulse auslösen. In Verbindung mit der Übersetzung des zwischen Dove-Prisma und Schrittmotor angeordneten Zahnriementriebes kann über die Zähnezahzahl der Scheibe die Impulsfrequenz so bestimmt werden, daß das Prisma genau mit halber Laufraddrehzahl rotiert. Die hinter dem Prisma ortsfest angebrachte Kamera kann somit unmittelbar eine Funkenblitzgardine der Relativströmung in einem Laufradkanal fotografieren. Wird z.B. in den Strahlengang unter 45° ein halbdurchlässiger Spiegel angeordnet, so kann auch gleichzeitig die der Funkenblitzgardine der Relativströmung zugeordnete Absolutströmung fotografiert werden [9,11].

Bei der Fotografie der Funkenblitzgardinen im Leitrad- und Turbinenradkanal liegen die Meßflächen A_{LI-III} bzw. A_{TI-III} parallel zur Kameraebene und werden somit verzerrungsfrei aufgenommen. Aus dem Abstand der Funkenblitze sowie unter Beachtung der Blitzfrequenz und fotografischen Vergrößerung kann mit Hilfe von Gleichung (3.10) die Strömungsgeschwindigkeit c direkt berechnet werden.

Um jedoch die Strömungsgeschwindigkeiten in den Meßflächen A_{PI-III} des Pumpenrades ermitteln zu können, sind sowohl die

aus der Stromflächenkrümmung als auch aus der Lichtbrechung an den Oberflächen der Radscheibe resultierenden Verzerrungen zu berücksichtigen. Anhand der Darstellungen in Bild 3.16 sollen die beiden Einflüsse untersucht und gegebenenfalls Umrechnungsfunktionen angegeben werden.

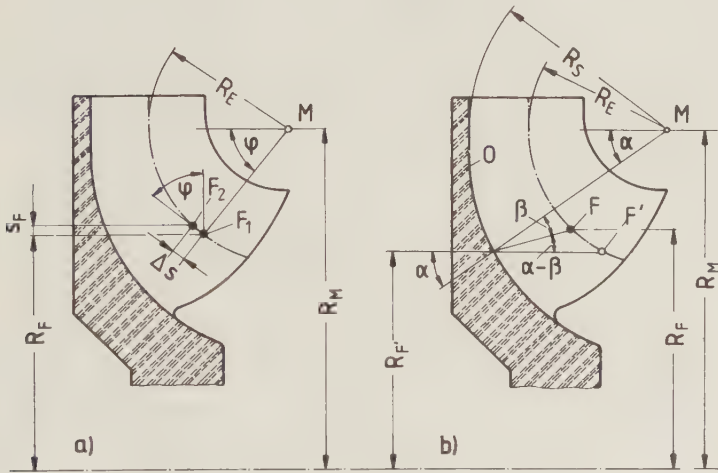


Bild 3.16. Zur Auswertung von Funkenblitzaufnahmen aus dem Schaufelkanal des Pumpenrades,

- Einfluß der Stromflächenkrümmung,
 F_1 u. F_2 zwei aufeinanderfolgende Funken
 M Krümmungsmittelpunkt
- Einfluß der Lichtbrechung an der Radscheibenoberfläche,
 O Radscheibenoberfläche, F gezündeter Funke,
 F' auf der Fotografie befindlicher Funke F ,
 M Krümmungsmittelpunkt

Zur Umrechnung des Einflusses infolge der Stromflächenkrümmung soll angenommen werden, daß R_E der Radius des Krümmungskreises mit dem Mittelpunkt M ist, auf dem zwei aufeinanderfolgende Funken F_1 und F_2 mit dem fotografischen Abstand Δs_F liegen. Für den wirklichen Abstand beider Funken folgt

$$\Delta s = \frac{\Delta s_F}{\cos \varphi} \quad (3.11)$$

Der Winkel φ kann durch geometrische Beziehungen ermittelt werden und Gleichung (3.11) geht über in

$$\Delta s = \Delta s_F \cdot \frac{1}{\cos[\arcsin(\frac{R_M - R_F}{R_E})]} \quad (3.12)$$

Für die Strömungsgeschwindigkeit folgt dann mit Gleichung (3.10)

$$c = \Delta s_F \cdot f_B \cdot \frac{M}{\cos[\arcsin(\frac{R_M - R_F}{R_E})]} \quad (3.13)$$

Der Einfluß der Lichtbrechung auf der Oberfläche der Radscheibe (Bild 3.16b) führt dazu, daß ein auf dem Radius R_F gezündeter Funke F in der Fotografie auf dem Radius R_F , erscheint. Ist R_S der Radius der Innenkontur der Radscheibe des Pumpenrades mit dem Mittelpunkt M, so folgt für den wahren Abstand des Radius R_F von der Drehachse

$$R_F = \tan(\alpha - \beta) \cdot \cos \alpha \cdot (R_S - R_E) + R_B \quad (3.14)$$

mit
$$\alpha = \arcsin \left(\frac{R_M - R_F}{R_E} \right)$$

und dem Brechungsindex n_{Gl} des für das Pumpenrad verwendeten Polycarbonates ($n_L=1$)

$$\frac{n_{Gl}}{n_L} = \frac{\sin \alpha}{\sin \beta} = 1,495 \quad (3.15)$$

folgt für den wahren Abstand R_F des Funkens von der Drehachse des Pumpenrades

$$R_F = \tan \cdot \left[\arcsin \left(\frac{R_M - R_B}{R_E} \right) - \arcsin \left(\frac{R_M - R_B}{1,495 \cdot R_B} \right) \right] \cdot \{ \cos \left[\arcsin \left(\frac{R_M - R_B}{R_E} \right) \right] \cdot (R_S - R_E) \} + R_B \quad (3.16)$$

Eine numerische Auswertung von Gleichung (3.16) durch Verwendung der am Pumpenrad vorhandenen Radien und Stromflächenkrümmungen sowie unter Berücksichtigung der mit Funkenblitzen erfassbaren Strömungsbereiche hat ergeben, daß der relative Fehler infolge des Einflusses der Lichtbrechung

$$f = \frac{R_B - R_F}{R_F} \cdot 100\% \quad (3.17)$$

einerseits mit zunehmenden Radius R_B abnimmt und für Radien $R_B < 110$ mm kleiner als 1% ist und somit in guter Näherung vernachlässigt werden kann.

Da eine einzelne Funkenblitzgardine i.a. keine zuverlässigen Schlüsse bezüglich des quasistationären Strömungsverhaltens erlaubt, ist es notwendig, eine bestimmte Anzahl von Funken-

blitzaufnahmen in zeitlicher Abfolge zu erstellen und mit statistischen Methoden auszuwerten.

Der mit einer solchen Auswertung verbundene erhebliche Arbeitsaufwand ist durch die Verwendung des in Bild 13.17 dargestellten halbautomatischen Bildauswertegerätes der Fa. KONTRON erheblich reduziert worden [13,14,66].

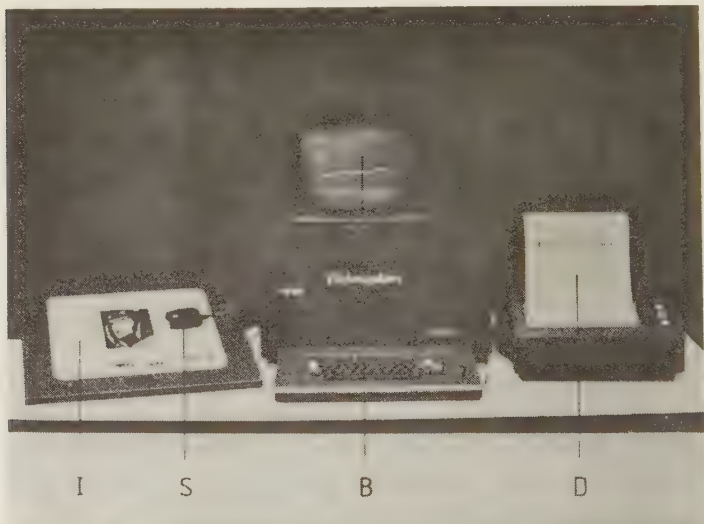


Bild 3.17. Halbautomatisches Bildauswertegerät

(Fa. Kontron Meßgeräte GmbH),

I Tableau, S Taststift bzw. Meßlupe, B Bildschirm u. Rechner, D Drucker

Dabei werden mit einem Taststift bzw. einer Meßlupe S die Funkenblitzbahnen der Blitzaufnahmen abgefahren und rechnerintern digitalisiert abgespeichert. Mit einem in der Anwendung nachfolgend beschriebenen Rechnerprogramm werden daraus die Geschwindigkeiten in definierten Punkten der Strömungs- bzw. Meßflächen errechnet und bei einer Auswertung mehrerer Bilder statistisch gemittelt.

Hierzu wird die auszuwertende Funkenblitzgardine auf das Tableau T derart in ein rechtwinkliges x-y-Koordinatensystem gelegt (Bild 3.18), daß der Laufradmittelpunkt und der Ursprung des Koordinatensystems zusammenfallen, wobei aus praktischen Gründen darauf geachtet werden sollte, daß sich die Funkenblitzgardine möglichst in einem Quadranten des x-y-Systems befindet.

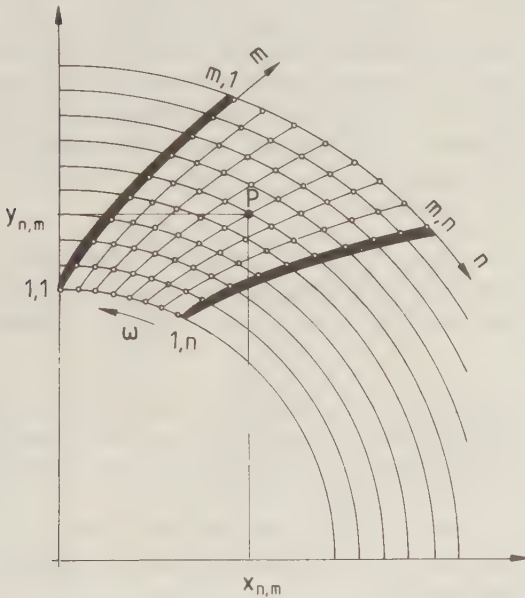


Bild 3.18. Verwendetes Koordinatensystem für die rechnerunterstützte Auswertung von Funkenblitzgardinen

Zur numerischen Berechnung wird ein Maschennetz über die Funkenblitzaufnahmen gelegt, das einerseits durch festzulegende Stromlinien ($n=\text{const}$) und andererseits durch Radien ($m=\text{const}$) definiert ist. Durch Abtasten der Schaufelkontur von den $(1,1)/(m,1)$ und $(1,n)/(m,n)$ werden die Kanalbegrenzungen festgelegt. Danach werden einige Stromlinien anhand der vorhin beschriebenen Störungen der Funkenbahnen einge-

tastet, und rechnerintern weitere durch lineare Interpolation zwischen zwei benachbarten und eingetasteten Stromlinien berechnet. Anschließend werden die Funkenbahnen von der einen Schaufelseite zur anderen hin eingetastet, wobei z.B. in Ablösegebieten keine Digitalisierung erfolgt. Im Ausgabeprotokoll sind diese Gebiete durch die fehlenden Geschwindigkeitsangaben in den entsprechenden Punkten des Kanals gekennzeichnet. Soll z.B. die Geschwindigkeit im Punkt P des Bildes 3.18, mit den Koordinaten $x_{n,m}/y_{n,m}$ angegeben werden, so bestimmt ein rechnerinternes Such- bzw. Sortierprogramm für diesen Punkt den am nächsten liegenden Schnittpunkt und berechnet aus dem Abstand zweier aufeinanderfolgender Funkenbahnen und der bekannten Blitzfrequenz nach Gleichung (3.10) eine mittlere Geschwindigkeit, die als örtliche Geschwindigkeit im Punkt P angesehen wird.

Für Punkte, deren Koordinaten nicht auf einer Stromlinie liegen, wird die örtliche Geschwindigkeit durch lineare Interpolation aus den Geschwindigkeiten benachbarter Punkte gewonnen.

Bei der Auswertung von Funkenblitzgardinen der Relativströmung im Pumpenrad werden die beschriebenen Verzerrungen durch die Umrechnungsgleichungen (3.12)-(3.13) rechnerintern korrigiert.

In Bild 3.19 ist nochmals in einem Flußschaubild die rechnergestützte Auswertung von Funkenblitzaufnahmen mit Hilfe des KONTRON-Gerätes dargestellt.

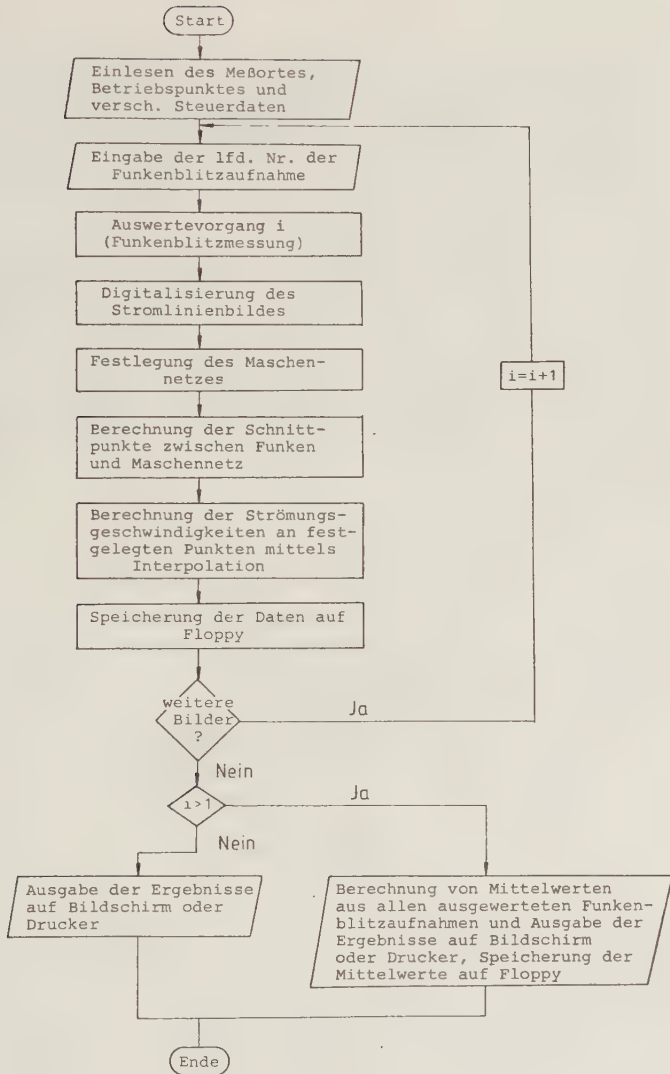


Bild 3.19. Flußschaubild zur rechnergestützten Auswertung von Funkenblitzgardinen

3.2.2 Laser-Zwei-Fokus-Verfahren

Ebenso wie das in Kap. 3.2.1 beschriebene Funkenblitzverfahren wird auch mit dem von Schodl [52] auf dem Prinzip eines von Tanner [67] vorgeschlagenen Zeitschrankenverfahrens entwickelte Laser-Zwei-Fokus-Verfahren (L2F-Verfahren) die Strömungsgeschwindigkeit nur mittelbar gemessen.

Während beim Funkenblitzverfahren die Gasgeschwindigkeit über die Geschwindigkeit eines von der Strömung mitgeführten und verformten Plasmaschlauches ermittelt wird, muß beim L2F-Verfahren der zeitliche Abstand zweier Streulichtimpulse gemessen werden, die zwei das sog. Meßvolumen bildende, fokussierte Laserstrahlen mit definiertem Abstand s an von der Strömung praktisch mit gleicher Geschwindigkeit mitgeführten Teilchen erzeugen (Bild 3.20).

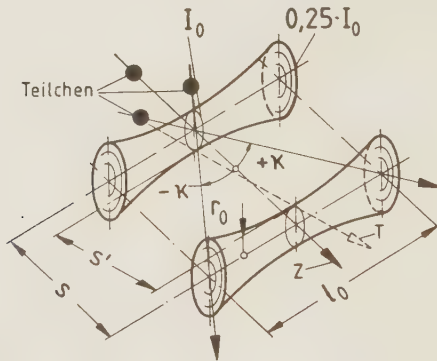


Bild 3.20. Meßvolumen des L2F-Verfahrens,

I_0 max. Lichtintensität, r_0 Radius des Laserstrahles im Punkt max. Intensität, s Abstand beider Laserstrahlen, l_0 Länge des Meßvolumens, κ möglicher Winkel der Teilchenströmung gegenüber der zentralen Durchquerung des Meßvolumens, Z zentrale Durchquerung, T tangentielle Durchquerung

Untersuchungen grundsätzlicher Art über das Verhalten von Teilchen in turbulenten Strömungen sind von Tchen [68] durchgeführt worden, während z.B. Maxwell [69] insbesondere das Folgeverhalten von Teilchen in einer Turbomaschine (Axialverdichterströmung) untersucht hat. Aufgrund der Untersuchungen kann gesagt werden, daß Teilchen der Größenordnung bis ca. $1\text{ }\mu\text{m}$ bei Verhältnissen der Teilchen- zur Fluidichte von $\rho_T/\rho_F \approx 1000$ der Gasströmung auch bei starken Beschleunigungen noch sehr genau folgen (Fehler kleiner 1%). Da in der zu untersuchenden Wasserströmung das Dichteverhältnis ρ_T/ρ_F infolge der um Größenordnungen höheren Wasserdichte ($\rho_{\text{H}_2\text{O}} = \rho_F \approx 1000\text{ kg/m}^3$) wesentlich kleiner und damit günstiger ist, wird auch bei den Messungen im Wasser die Teilchengeschwindigkeit gleich der Strömungsgeschwindigkeit angenommen.

Im Hinblick auf die schwierigen Meßverhältnisse im Wasserschwandler (hohe Absorption des Wassers bei gleichzeitiger großer Eindringtiefe des Meßvolumens in den Strömungskanal), ist als Lichtquelle ein Argonlaser der Fa. Coherent GmbH mit einer Leistung von ca. 1,8 W auf der grünen ($\lambda = 514,5\text{ nm}$) Linie verwendet worden, dessen Strahl einerseits durch einen TEM₀₀-Mode andererseits durch eine annähernd Gauß'sche Intensitätsverteilung gekennzeichnet ist (Bild 3.21).

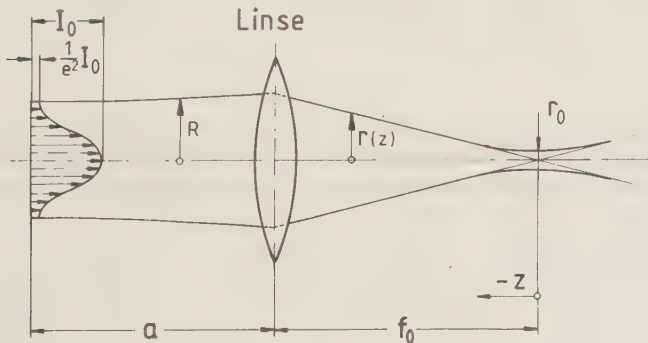


Bild 3.21. Intensitätsverteilung in einem fokussierten Laserstrahl, f_0 Linsenbrennweite, R Austrittsradius des Laserstrahles

Wenn I_0 z.B. die Strahlenintensität auf der Strahlachse ist, wird die Strahlbegrenzung festgelegt durch den Radius R (bzw. nach der Linse durch $r(z)$), auf dem die Intensität auf die Größe I_0/e^2 abgeklungen ist. Ist P_L die gesamte Laserleistung (hier $P_L=1,8$ W), so folgt unter den genannten Voraussetzungen für die maximale Intensität auf der Strahlachse

$$I_0 = \frac{2 \cdot P_L}{\pi \cdot R^2} \quad (3.18)$$

Aufgrund der durch den endlichen Linsendurchmesser bedingten Beugung nimmt der minimale Radius $r=r(z)=r_0$ bei einer Linse der Brennweite f_0 den Wert [52]

$$r_0 = \frac{f_0 \cdot \lambda}{\pi \cdot R} \quad (3.19)$$

an, wobei λ die Wellenlänge des verwendeten Laserlichtes darstellt, während für den Radius r entlang der Koordinate z folgt

$$r(z)^2 = r_0^2 \cdot \left[1 + \left(\frac{\lambda \cdot z}{\pi \cdot r_0^2} \right)^2 \right] \quad (3.20)$$

Aus der Annahme, daß Streulichtimpulse nur registriert werden können, wenn die Intensität mindestens noch $I > 0,25 \cdot I_0$ beträgt, folgt für die Länge l_0 des Meßvolumens aus den Gleichungen (3.18) und (3.20)

$$l_0 = 2 \cdot z_0 = \frac{8 \cdot \sqrt{3}}{\pi} \cdot \lambda \cdot \left(\frac{f_0}{2 \cdot R} \right)^2 \quad (3.21)$$

Für die Konstruktion eines entsprechenden Strahlenganges zur Erzeugung eines möglichst kleinen Radius r_0 und einer

möglichst kleinen axialen Erstreckung l_0 ist also bei gegebener Wellenlänge λ des Lasers eine möglichst kleine Brennweite f_0 der Linse bzw. ein möglichst großer Radius R am Austritt des Lasers zu fordern. Die Festlegung der Abmessungen des Meßvolumens bzw. der Linsenbrennweite wird jedoch noch von weiteren Parametern beeinflusst.

Wenn z.B. N_T die Anzahl der im Wasser als gleichmäßig angenommenen Teilchen je Volumeneinheit ist, c_T die jeweilige Teilchengeschwindigkeit (=Strömungsgeschwindigkeit c) und die Durchtrittsfläche des Meßvolumens mit $A_T = 3 \cdot r_0 \cdot l_0$ abgeschätzt wird, so folgt für die Teilchenzahl N , die während der Teilchenflugzeit Δt_T das Meßvolumen vom ersten zum zweiten Laserstrahl durchqueren

$$N = N_T \cdot \dot{V} \cdot \Delta t_T = N_T \cdot A_T \cdot c_T \cdot \Delta t_T$$

$$N = N_T \cdot 3 \cdot r_0 \cdot l_0 \cdot c_T \cdot \Delta t_T$$

$$N = 3 \cdot N_T \cdot r_0 \cdot l_0 \cdot s \quad (3.22)$$

Damit während der Teilchenflugzeit Δt_T im Sinne einer eindeutigen Messung eine Wahrscheinlichkeit dafür besteht, daß kein weiteres Teilchen einen Streulichtimpuls auslöst, ist zu fordern:

$$N = 3 \cdot N_T \cdot r_0 \cdot l_0 < 1 \quad (3.23)$$

Infolge des endlichen Strahldurchmessers $2 \cdot r(z)$ im fokussierten Bereich (Meßvolumen) kann noch ein systematischer Fehler insoweit auftreten, wenn ein Teilchen beide Strahlen nicht im Zentrum durchquert sondern nur tangiert (siehe Bild 3.20), wobei dann eine andere zugeordnete Länge s' in die Geschwindigkeitsberechnung eingesetzt werden muß.

Wird dieser mögliche Fehler mit

$$\epsilon = \frac{s-s'}{s} \quad (3.24)$$

bezeichnet, so folgt für das Verhältnis Strahldurchmesser/
Strahlabstand

$$\frac{2 \cdot r_o}{s} \leq \sin \arccos (1 - \epsilon) . \quad (3.25)$$

Aus meßtechnischen Gründen wird es nicht immer möglich sein, insbesondere bei Messungen in Strömungsmaschinen, die optische Achse genau senkrecht zur Strömungsrichtung auszuführen. Sollen z.B. noch Messungen unter einem Winkel $\approx 30^\circ$ zugelassen werden (Bezeichnungen siehe Bild 3.20), so folgt als weitere Nebenbedingung

$$l_o = \geq \frac{2}{3} \cdot \sqrt{3} \cdot s . \quad (3.26)$$

Mit den Gleichungen (3.18)-(3.26) können die für L2F-Messungen erforderlichen Abmessungen des Meßvolumens für den gegebenen Anwendungsfall festgelegt werden.

Da im Rahmen dieser Arbeit nicht die Konstruktion des Strahlenganges bzw. des optischen Aufbaues des L2F-Verfahrens im Vordergrund gestanden hat, sei für die ausführliche Ableitung sowie für die zutreffenden physikalischen Begründungen der Gleichungen (3.18)-(3.26) auf die grundlegende Arbeit von Schodl [52] verwiesen.

Für die Anwendung des Verfahrens im Rahmen dieser Arbeit sind die Meßvolumenabmessungen unter zugrundelegen der Daten des verwendeten CR-2 Argonlasers zu

$$s = 420 \text{ } \mu\text{m}$$

$$l_o = 537 \text{ } \mu\text{m}$$

$$r_o = 5,03 \text{ } \mu\text{m}$$

bestimmt worden.

In Bild 3.22 ist der Strahlengang der verwendeten Optik des L2F-Gerätes sowie die nachgeschaltete Auswerteelektronik am Beispiel einer Messung im Strömungskanal eines rotierenden Pumpenrades dargestellt. Bevor der Laserstrahl in die eigentliche Optik eintritt durchläuft er eine für Messungen in rotierenden Schaufelkanälen notwendige Triggereinrichtung, in diesem Fall eine als Polarisationsfilter arbeitende Pockelszelle, die mit dem rotierenden Rad so getriggert wird, daß der Laserstrahl zur Vermeidung von zu großen Streulicht- bzw. Hintergrundstrahlungen dann ausgeblendet wird, wenn eine Schaufel das Meßvolumen durchquert. Die nachfolgende $\lambda/4$ -Platte wandelt das typisch linear polarisierte Licht in zirkular polarisiertes um, das die Voraussetzung für die Aufspaltung des Laserlichtes in einem Rochon-Prisma in zwei Teilstrahlen gleicher Intensität ist. Das Rochon-Prisma ist genau im Teilungspunkt der Linse 1 (Brennweite $f_0 = 20 \text{ mm}$) angebracht, so daß im Abstand f_0 zwei fokussierte Laserstrahlen entstehen, die das Zwischenbild des eigentlichen Meßvolumens, gekennzeichnet durch die Abmessungen r_0 , l_0 und s (siehe Bild 3.20), bilden. Durch das Linsensystem 2 ($f_0 = 340 \text{ mm}$) wird das Zwischenbild auf das sich in Bild 3.22 im Schaufelkanal befindliche Meßvolumen abgebildet.

Von den über den gesamten Raumwinkel im Meßvolumen erzeugten Streulichtimpulsen wird ein rückwärtsgestreuter Anteil mit einem Kegelwinkel von ca. 10° ausgeblendet, vom Linsensystem 2 aufgenommen und über einen Umlenkspiegel, Mikroskopobjektiv und Zweilochblende den beiden Fotovervielfachern F1 und F2 zugeführt, welche die ankommenden Lichtimpulse in elektrische Impulse umwandeln. Um Störungen, die eine spätere Trennung zwischen Signalen und Rauschen erschweren, gering zu halten, sind direkt hinter den beiden Fotovervielfachern zwei Verstärker V1 und V2 (Verstärkungsfaktor $V_0 = 100$) angeordnet. Über ein parallel geschaltetes Oszilloskop kann bei Überlagerung der Impulse bzw. Signale die Zeitdifferenz zwischen Start- und Stopimpuls abgeschätzt werden. Die nachgeschalteten Diskriminatoren D1 und D2 wandeln die in ihrer Form und Amplitude von der Intensität der Streulichtimpulse abhängigen

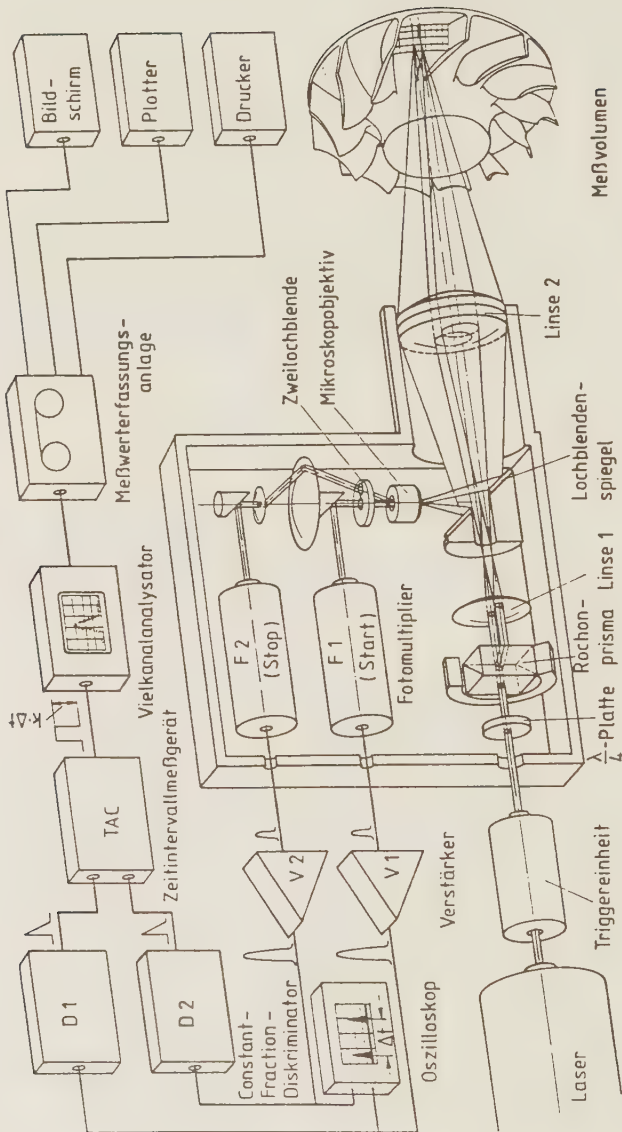


Bild 3.22. Strahlengang und elektronische Datenverarbeitung beim L2F-Verfahren

verstärkten elektrischen Signale in Normimpulse um, die sich durch eine konstante Form und Amplitude sowie durch kurze Impulsanstiegszeiten auszeichnen. Durch die Verwendung von sogenannten Constant-Fraction-Diskriminatoren ist es möglich, diese derart zu triggern, daß das Ausgangssignal (U_{AUS}) nur dann erfolgt, wenn das Eingangssignal (U_{EIN}) den maximalen Wert erreicht hat (Bild 3.23).

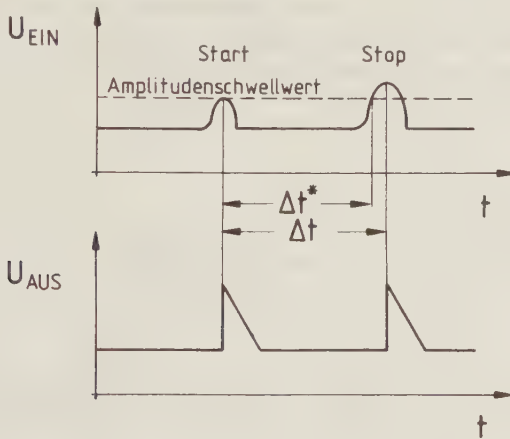


Bild 3.23. Zur Zeitintervallmessung bei konstant eingestellter Amplitudenschwelle der Diskriminatoren und mit Constant-Fraction-Diskriminatoren, Δt^* gemessenes Zeitintervall bei konstant eingestellter Amplitudenschwelle, Δt gemessenes Zeitintervall bei Verwendung von Constant-Fraction-Diskriminatoren

Im Zeitintervallmeßgerät TAC werden den von den beiden Diskriminatoren kommenden Normimpulsen Rechteckimpulse zugeordnet, deren Amplitude der gemessenen Zeitdifferenz Δt zwischen Start- und Stopimpuls proportional ist.

Da eine einzelne Messung (wie auch beim Funkenblitzverfahren eine einzelne Aufnahme) keine zuverlässigen Aussagen über die Strömungsrichtung bzw. -geschwindigkeit zulässt, liefert eine Vielzahl von Einzelmessungen an einem Punkt des Strömungskanals eine Verteilungskurve, die während der Messung auf einem Bildschirm des Vielkanalanalysators sichtbar gemacht werden kann.

In Bild 3.24 sind derartige Verteilungskurven der ermittelten Häufigkeiten über der den Amplituden der Rechteckimpulse proportionalen Zeitdifferenz Δt aufgetragen.

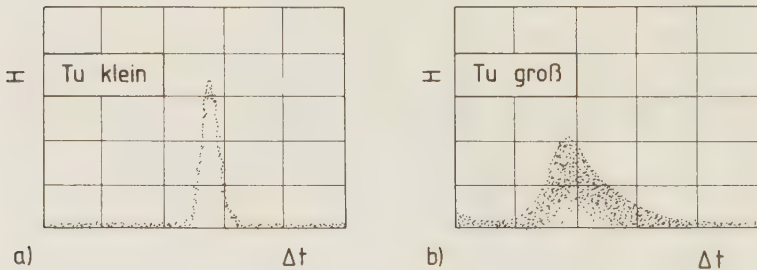


Bild 3.24. Häufigkeitsverteilung bei unterschiedlichen Turbulenzgraden der Strömung
a) schwache Turbulenz
b) starke Turbulenz

Während Bild 3.24a die typische Verteilung bei einer schwach turbulenten Strömung darstellt, zeigt Bild 3.24b eine Verteilung bei höheren Turbulenzgraden.

Bei der Entstehung der Häufigkeitsverteilungen ist zwischen den in Bild 3.25a dargestellten abhängigen Impulsen und den in Bild 3.25b dargestellten unabhängigen Impulsen zu unter-

scheiden.

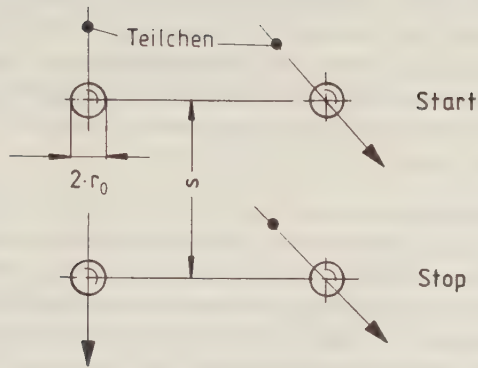


Bild 3.25. Zur Zeitdifferenzmessung

- a) abhängiger Impuls
- b) unabhängiger Impuls

Bei den abhängigen Impulsen (Bild 3.25a) ruft ein Teilchen sowohl einen Start- als auch einen Stopimpuls hervor, kann somit zur Ermittlung einer der Strömungsgeschwindigkeit proportionalen Zeitdifferenz Δt herangezogen werden und führt zu einer Anhäufung von Meßwerten in der Umgebung dieser Zeitdifferenz, während die unabhängigen Impulse (Bild 3.25b) von verschiedenen Teilchen erzeugt werden, insgesamt statistisch verteilt sind und vor der Auswertung eliminiert werden müssen.

Da jedoch mit dem L2F-Gerät immer nur Geschwindigkeitskomponenten senkrecht zur optischen Achse der Laserstrahlen gemessen werden können, wird entweder der Strömungsvektor in einem Punkt aus zwei verschiedenen Richtungen gemessen und anschließend komponentenweise zusammengesetzt oder es muß der fehlende Winkel z.B. mit Hilfe von Mehrlochsonden ermittelt werden.

Da sich Messungen unter verschiedenen Winkeln im Strömungskreislauf des Wasserwandlers infolge der komplizierten Kanalgeometrie nur sehr schwer verwirklichen lassen, ist hier gegebenenfalls der zweite Strömungswinkel mit Hilfe von Mehrlochsonden ermittelt worden. Der mit dem L2F-Gerät gemessene Strömungsmittelwert muß im Anschluß entsprechend der Winkelmessung mit Sonden umgerechnet werden.

Insbesondere Messungen vor und hinter dem rotierenden Pumpen- und Turbinenrad sind mittels einer Triggereinrichtung aufgenommen worden, die auf dem Prinzip der Reflexionslichtschranke (Bild 3.26) beruht. Dabei wird der Meßvorgang für die Auswertelektronik nur dann freigegeben, wenn sich die Reflexionsfolien R im Strahlbereich von angebrachten optischen Aufnehmern oA_P bzw. oA_T befinden.

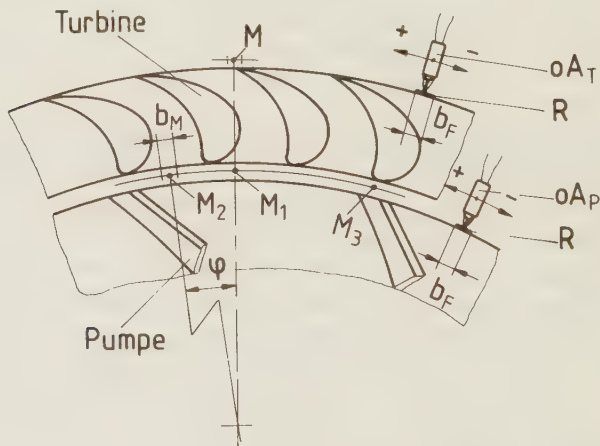


Bild 3.26. Zum Prinzip der Triggerung über Reflexionsfolien und optischen Aufnehmern,

R Reflexionsfolie, oA_P u. oA_T optische Aufnehmer für Pumpe bzw. Turbine, M , M_1 , M_2 u. M_3 Meßpunkte, b_M Breite der "punktförmigen" Messung, b_F entsprechende Folienbreite

Während bei der Messung des Eintrittsprofils der Pumpe bzw. des Austrittsprofils der Turbine nur über jeweils eine Aufnehmer oA_P bzw. oA_T getriggert wird, muß bei Messungen zwischen Pumpe und Turbine infolge der i.a. unterschiedlichen Winkelgeschwindigkeiten beider Räder für eine bestimmte Momentanstellung Pumpe/Turbine über beide Aufnehmer getriggert werden.

Da der Laser mit der L2F-Optik raumfest ist (siehe Bild 2.2) müssen zur Messung der Strömungsgeschwindigkeit, z.B. in zwei um den Winkel φ auf konstantem Radius liegende unterschiedliche Meßpunkt M_1 und M_2 beide Aufnehmer oA_P und oA_T auch um den Winkel φ gleichsinnig verdreht werden. Zur Verkürzung der Meßzeit bei den getriggerten L2F-Messungen wird für jeden Schaufelkanal eine Reflexionsfolie im Abstand der jeweiligen Schaufelteilung angebracht. Die Breite b_F der in Bild 3.26 dargestellten Reflexionsfolien ist direkt proportional der Breite b_M des jeweiligen Bereiches in der Umgebung eines Meßpunktes (z.B. M_2), für den der Mittelwert aller gemessenen Geschwindigkeiten als Geschwindigkeit im Punkt M_2 angesehen werden soll.

Bevor der Meßvorgang und die damit verbundene statistische Auswertung der Häufigkeitsverteilungen durch den der L2F-Optik und -Auswerteelektronik nachgeschalteten Prozeßrechner beschrieben wird, sollen noch kurz die das Meßergebnis möglicherweise beeinflussenden Fehlerquellen erläutert werden. Insbesondere sind dieses:

- Fehler durch Teilchenintegration in turbulenten Strömungen (Fehler F_1),
- Fehler aufgrund der endlichen Abmessung des Meßvolumens (Fehler F_2),
- Auswertefehler (Fehler F_3)
- Gerätefehler (Fehler F_4),
- Anwendungsspezifische Fehler bei den getriggerten Messungen vor und hinter den rotierenden Schaufelgittern (Fehler F_5).

Zu Fehler F_1 :

Der Fehler durch Teilchenintegration in turbulenten Strömungen ist von McLaughlin und Tiedermann [40] theoretisch untersucht worden und kann durch eine dort angegebene Normierung vor der endgültigen Auswertung der gemessenen Häufigkeitsverteilungen vollständig korrigiert werden.

Zu Fehler F_2 :

Die Auswirkung des endlichen Strahldurchmessers $2 \cdot r_0$ ist für die drei unterschiedlichen Fälle von abhängigen Impulsen in Bild 3.28 erläutert. Während im Fall a) und c) die Teilchen das Meßvolumen unter den Winkeln $\pm \Delta \alpha$ nur tangieren, wird im Fall b) das Meßvolumen von den Teilchen zentral durchquert. Aus allen drei Häufigkeitsverteilungen ergibt sich, daß der mittlere Geschwindigkeitsbetrag von diesem Fehler nicht wesentlich beeinflußt wird, der Turbulenzgrad bzw. Fluktuationsgrad jedoch nur aus der bei $\Delta \alpha = 0$ ermittelten Häufigkeitsverteilung (Fall b) bestimmt werden kann.

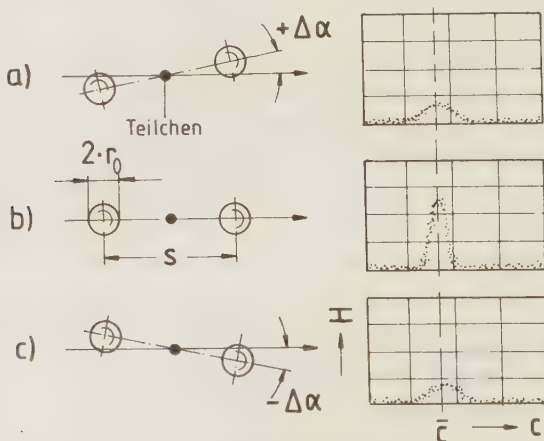


Bild 3.28. Zum Fehler aufgrund des endlichen Strahldurchmessers

Mit den gegebenen Daten des Meßvolumens ermittelt sich für den mittleren relativen Fehler F_2 über den in Gleichung (3.24) definierten Fehler ϵ

$$F_2 = \epsilon \cdot 100 \% \leq [1 - \cos \arcsin(\frac{2 \cdot r_0}{s})] \cdot 100 \%$$

$$F_2 \leq 0,03 \% .$$

Zu Fehler F_3 :

Bei der Ermittlung von Strömungsmittelwerten aus den gemessenen Häufigkeitsverteilungen entsteht ein Fehler F_3 dadurch, daß die eigentlich notwendige Integration durch eine Summation angenähert wird. Dieser Fehler wird jedoch mit steigender Anzahl der Kanäle des Vielkanalanalysators kleiner. Nach einer Abschätzung von Schodl [52] liefert ein Vielkanalanalysator mit 256 Kanälen bei Strömungen mit Turbulenzgraden wie sie in Strömungsmaschinen im allgemeinen vorliegen, eine ausreichende Genauigkeit. Da bei den durchgeführten Messungen ein Vielkanalanalysator mit insgesamt 1024 Kanälen verwendet worden ist, kann der Fehler F_3 in guter Näherung vernachlässigt werden.

Zu Fehler F_4 :

Der Gerätefehler F_4 setzt sich aus dem möglichen Fehler bei der Messung des Abstandes s der beiden Laserstrahlen sowie aus dem möglichen Fehler bei der Zeitintervallmessung zusammen. Der Abstand beider Laserstrahlen ist mit einer Anordnung nach Bild 3.29 mehrfach gemessen worden. Als Mittelwert aus allen Messungen hat sich für den Abstand

$$\bar{s} = 420 \mu m$$

und für die über Gleichung (3.2) bzw. (3.3) ermittelte Standardabweichung

$$\bar{s} = 2,15 \mu m$$

ergeben.

Bei der Zeitintervallmessung kann der Meßwert durch folgende Fehlerquellen verfälscht werden:

- Fehler infolge der unterschiedlichen Lauflängen der Streulichtimpulse vom Meßvolumen zum Start- bzw. Stopfotovervielfachern (Δt_L),
- Fehler infolge von unterschiedlichen Kabellängen in der Signalkette von den Fotovervielfachern bis zum Mehrkanalanalysator (Δt_K),
- Fehler aus der Frequenzmessung bei der Kalibrierung des Zeitintervallmeßgerätes (Δt_F),
- Standardabweichung bei der Berechnung der für die rechnerunterstützte Auswertung notwendigen Ausgleichsgeraden durch die bei der Kalibrierung erhaltenen Meßpunkte (Δt_G).

Die beiden erstgenannten Einflüsse führen zu Fehlmessungen, die wesentlich kleiner als 1 ns sind, und bei den im Wasser- zu messenden Zeitdifferenzen von 30-80 μ s vernachlässigt werden können.

Der Fehler des Frequenzzählers beträgt im Kalibrierbereich von 10-100 μ s, entsprechend einer Frequenz von 10-100 KHz, nach Herstellerangaben $\Delta t_F \leq 5$ ns und die bei Kalibrierung des Zeitintervallmeßgerätes erhaltenen Meßpunkte ($(mV)=f(KHz)$) haben ein sehr gutes lineares Verhalten gezeigt, so daß die mit Gleichung (3.7) berechnete Standardabweichung zu

$$\Delta \bar{t}_G = 9 \text{ ns}$$

ermittelt worden ist.

Somit folgt über das Fehlerfortpflanzungsgesetz (Gleichung (3.8)) für den mittleren absoluten Gesamtfehler Δc bei der Messung der Strömungsgeschwindigkeit

$$\Delta \bar{c} = \sqrt{\left(\frac{\partial c}{\partial s} \cdot \Delta \bar{s}\right)^2 + \left[\frac{\partial c}{\partial t} \cdot (\Delta \bar{t}_F + \Delta \bar{t}_G)\right]^2} . \quad (3.27)$$

Mit $c = \frac{s}{t}$

folgt $\frac{\partial c}{\partial s} = \frac{1}{t}$ und $\frac{\partial c}{\partial t} = -\frac{1}{t^2}$.

Für eine Strömungsgeschwindigkeit von $c=10$ m/s ergibt sich ein mittlerer relativer Fehler von

$$F_4 = \frac{\Delta \bar{c}}{\bar{c}} \cdot 100 \% = 0,51 \% .$$

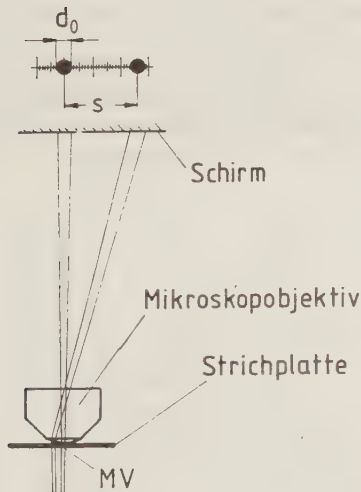


Bild 3.29. Anordnung zur Messung des Strahlabstandes s der beiden fokussierten Laserstrahlen

Zu Fehler F_5 :

Die z.B. für den Punkt M_2 (Bild 3.26) ermittelte Strömungsgeschwindigkeit entspricht keiner punktförmigen Messung, sondern dem Mittelwert aller über die Breite b_M des Meßbereiches um den Punkt M_2 gemessenen Strömungsgeschwindigkeiten. Sind innerhalb dieses Meßbereiches größere Geschwindigkeitsgradienten zu erwarten, muß mit Fehlern (auch bei der Winkelbestimmung) gerechnet werden. Da dieser Fehler nur schwer vorauszuberechnen ist, sind Versuche zur Abschätzung des Fehlers im Punkt M_3 (Bild 3.26) durchgeführt worden. In diesem Meßpunkt kann erwartet werden, daß infolge der möglichen gegenseitigen Beeinflussung von Pumpen- und Turbinenschaufel die Geschwindigkeitsgradienten über der Breite b_M am größten sind.

Die kleinstmögliche Folienbreite ist z.B. für die Triggerung der Pumpe durch das Ansprechverhalten der optischen Aufnehmer oA_P gegeben und beträgt $b_{F_{\min}} \approx \frac{1}{10} \cdot b_M \approx 0,45$ mm, während sich die größtmögliche Folienbreite aus dem Abstand der Meßpunkte in Umfangsrichtung in diesem Fall zu $b_{F_{\max}} = b_M \approx 4,6$ mm ergibt. Die Versuche mit einer Vielzahl von unterschiedlichen Folienbreiten b_F haben gezeigt, daß der gemessene Mittelwert der Strömungsgeschwindigkeit in diesem Punkt für Folienbreiten

$$b_F = \frac{1}{2} \cdot b_M \approx 2,3 \text{ mm}$$

nur um 0,4% von der mit einer Folienbreite von

$$b_F = \frac{1}{10} \cdot b_M \approx 0,45 \text{ mm}$$

gemessenen Strömungsgeschwindigkeit abweicht. Daher sind alle getriggerten Messung mit einer Folienbreite von $b_F = 2,3$ mm durchgeführt worden.

Resultierender Gesamtfehler:

Der maximal auftretende gesamte relative Fehler setzt sich aus der Summation der Absolutbeträge der Einzelfehler zusammen und beträgt für die Geschwindigkeitsmessungen mit dem L2F-Verfahren somit

$$F_{\text{ges max}} = \sum_{i=1}^n |F_i| = 1,05 \% \quad (3.28)$$

Zur Ermittlung von Strömungsmittelwerten aus den aus einer Vielzahl von Teilchenflugzeitmessungen entstehenden Häufigkeitsverteilungen werden diese über den Vielkanalanalysator vom nachgeschalteten Prozeßrechner (siehe Bild 3.22) abgerufen und mit statistischen Methoden ausgewertet. Hierzu wird die vom Zeitintervallmeßgerät (TAC) gemessene Zeitdifferenz zwischen Start- und Stopimpuls über den konstanten Abstand s der beiden Laserstrahlen in eine Geschwindigkeit c umgerechnet. Werden die bei konstanter Winkelstellung α_i durchgeführten H_{ij} Einzelmessungen der Geschwindigkeit c_{ij} in den in gleiche Intervallbreiten Δc_j (1024 Kanäle $\approx$ 1024 Intervalle) aufgeteilten Geschwindigkeitsmeßbereich aufgetragen, so ergibt sich, wenn α_i innerhalb des Winkelbereiches des Strömungsvektors c_j liegt, eine diskrete Verteilung ähnlich Bild 3.30.

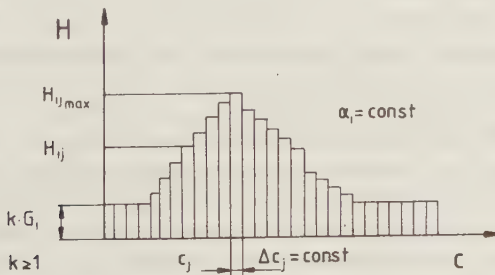


Bild 3.30. Diskrete Verteilung der Häufigkeiten der bei konstanter Winkelstellung α_i gemessenen Geschwindigkeiten c_j

Vor der weiteren Auswertung der Verteilung ist diese um das im wesentlichen von den unabhängigen Impulsen hervorgerufene Grundrauschen G_i zu verringern. Aus der diskreten Verteilung folgt für den mittleren Geschwindigkeitsbetrag

$$\bar{c}|_{\alpha_i=\text{const}} = \sum_{j=1}^n c_{ij} \cdot \frac{H_{ij} - G_i}{\sum_{i=1}^n (H_{ij} - G_i)} \quad (3.29)$$

und für die mittlere quadratische Abweichung folgt

$$(\Delta \bar{c})^2|_{\alpha_i=\text{const}} = \sum_{i=1}^n (c_{ij} - \bar{c})^2 \cdot \frac{H_{ij} - G_i}{\sum_{i=1}^n (H_{ij} - G_i)} \quad (3.30)$$

Wird entsprechend dem aus der Strömungsmechanik her bekannten Turbulenzgrad

$$Tu = \frac{\sqrt{(c')^2}}{c_\infty} \quad (3.31)$$

wobei c' die maximale Abweichung der Strömungsgeschwindigkeit c vom zeitlichen Mittelwert und c_∞ die Bezugsgeschwindigkeit darstellt, ein Fluktuationsgrad Fu

$$Fu|_{\alpha_i=\text{const}} = \frac{\sqrt{(c')^2}}{\bar{c}} \quad (3.32)$$

gebildet, so kann durch diesen Wert der örtliche Strömungszustand charakterisiert werden.

Da es mit der vorliegenden L2F-Anordnung (Bild 3.22) nicht möglich gewesen ist, mehrere zur Bestimmung des mittleren Strömungswinkels α erforderliche Verteilungen gleichzeitig zu ermitteln, müssen diese nacheinander gemessen werden. Um die Vergleichbarkeit, d.h. unveränderte Meßbedingungen zu gewährleisten, ist es notwendig, alle Verteilungen auf ein gemeinsames Bezugsmaß, in diesem Fall die Anzahl der gestarteten Meßvorgänge zu beziehen.

Wird für jedes α_i die maximale Häufigkeit $H_{ij}(\max)$ ermittelt, über den gemessenen Winkelbereich α aufgetragen und ausgewertet, so folgt der mittlere Strömungswinkel $\bar{\alpha}$ zu

$$\bar{\alpha} = \sum_{j=1}^n \alpha_j \cdot \frac{H_{ij}(\max) \cdot G_i}{\sum_{i=1}^n (H_{ij}(\max) \cdot G_i)} \quad (3.33)$$

und die mittlere quadratische Abweichung zu

$$(\Delta \bar{\alpha})^2 = \sum_{j=1}^n (\alpha_j - \bar{\alpha})^2 \cdot \frac{H_{ij}(\max) \cdot G_i}{\sum_{i=1}^n (H_{ij}(\max) \cdot G_i)} \quad (3.34)$$

Bild 3.31 zeigt in einem Flußschaubild die Vorgehensweise bei der automatisierten L2F-Messung sowie die statistische Auswertung der Häufigkeitsverteilungen.

Während beim Funkenblitzverfahren die Funkengardinen in Flächen ähnlich den sog. Stromflächen 1. Art gezündet und fotografiert werden, erfolgt mit dem L2F-Verfahren an insgesamt 10 verschiedenen und in Bild 3.32 näher beschriebenen Meßflächen die punktförmige Messung der Strömungsgeschwindigkeit in aufgespannten Meßgittern die i.a. senkrecht zur Hauptdurchflußrichtung liegen. In den Flächen A_{L1} (Leitradeintritt), A_{L2} (Leitradaustritt) sowie A_{LK1-4} (Leitradkanal) sind die Messungen ungetriggert durchgeführt worden, in den Flächen A_{P1} (Pumpeneintritt), $A_{P2/T1}$ (zwischen Pumpe und Turbine) und A_{T2} (Turbinaustritt) werden durch eine auf das jeweilige Laufrad bezogene Triggerung die Geschwindigkeitsfelder einer bestimmten Momentanstellung des Laufrades bzw. der Laufräder gemessen.

Über der Kanal- bzw. Schaufelhöhe sind jeweils 5 Meßpunkte angeordnet worden, während die Anzahl der Meßpunkte in Umfangsrichtung durch die jeweilige Schaufelteilung bestimmt und so gewählt worden ist, daß z.B. Nachlaufdellen oder Schaufelrückwirkungen meßtechnisch noch genügend genau erfaßt werden konnten.

In Tabelle 3.2 ist die Wahl der Meßpunktdichte je Meßfläche, sowie die einzelnen Betriebspunkte, für die Geschwindigkeitsverteilungen gemessen worden sind und die ungefähren Meßzeiten je Meßfläche und Betriebspunkt zusammengestellt.

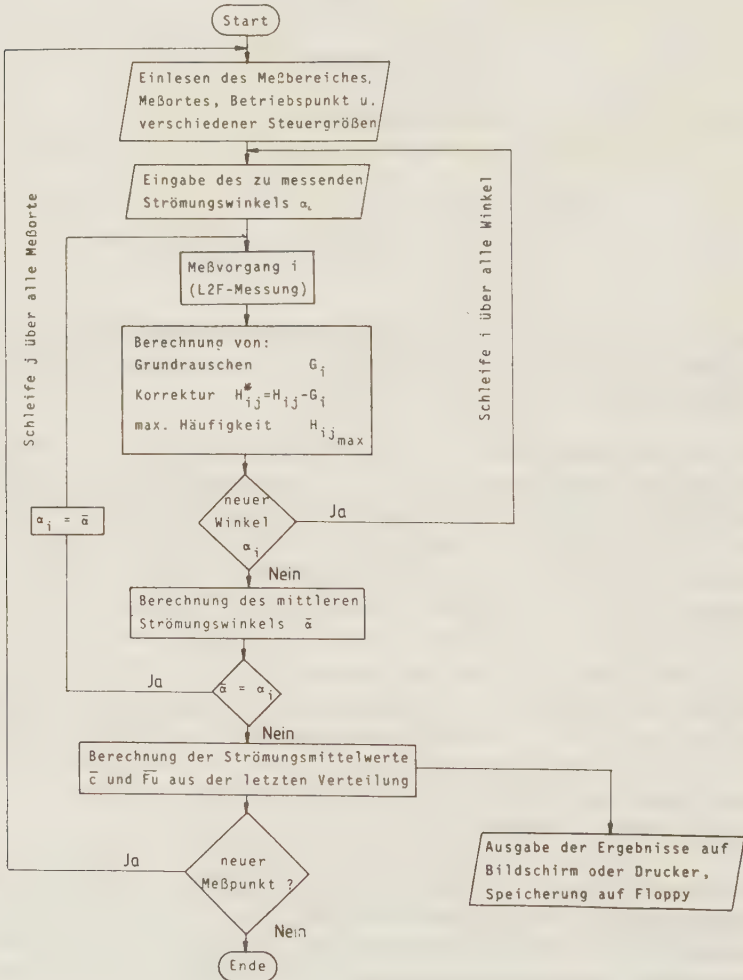


Bild 3.31. Flußschaubild zur L2F-Messung und statistische Auswertung der Häufigkeitsverteilungen

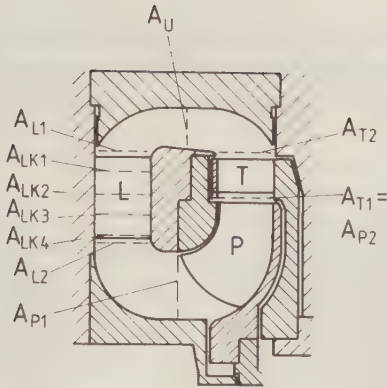


Bild 3.32. Anordnung und Bezeichnung der Meßflächen im Wasserwandler

Tab. 3.2. Meßflächen, Meßpunktdichte, untersuchte Betriebspunkte und Meßzeiten bei L2F-Messungen im Wasserwandler

Meßflächen (Bild 3.32)	Anzahl der Meßpunkte über			untersuchte Betriebspunkte	Meßzeit je Punkt u. Fläche	Triggerung
	b	t	ges	v	(Std)	
A_U	5	-	5	0,0; 0,2; 0,4; 0,55; 0,7; 0,9; 1,12	1	ohne
A_{L1}	5	11	55	0,0; 0,2; 0,4; 0,55; 0,7	6	ohne
A_{L2}	5	11	55	0,4; 0,55; 0,7	6-8	ohne
A_{LK1-3}	5	5	25	0,4; 0,55; 0,7	2-4	ohne
A_{LK4}	5	6	30	0,4; 0,55; 0,7	2-5	ohne
A_{P1}	5	25	125	0,4	70	auf P getr.
$A_{P2/T1}$	5	26	130	0,4	260	auf P+T getr.
A_{T2}	5	15	75	0,4	60	auf T getr.

Das Ausrichten des von der L2F-Optik erzeugten Meßvolumens auf die jeweiligen Meßpunkte der gewählten Meßebenen geschieht mit Hilfe der in Bild 3.33 dargestellten 5-Achsen-Traversiereinrichtung [13,14].

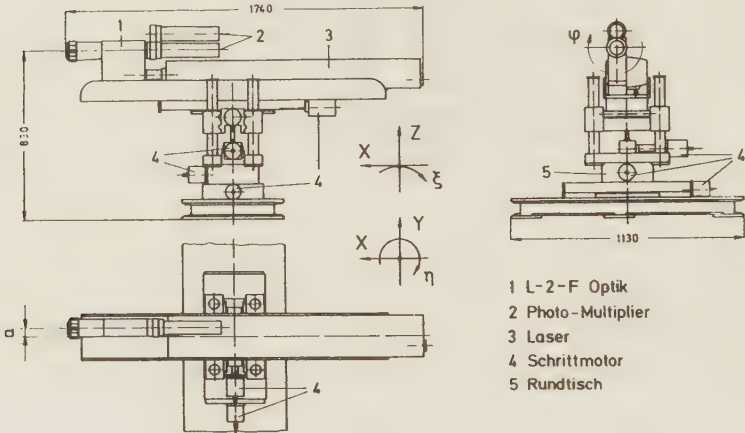


Bild 3.33. Traversiereinrichtung zum Verfahren des L2F-Gerätes

Sowohl die drei translatorischen Bewegungen in x-, y- und z-Richtung als auch die beiden rotatorischen Bewegungen in η - und ξ -Richtung werden über Schrittmotoren mit Zählwerk, Vorwahlschalter und Digitalanzeige gesteuert. Die dritte Rotationsachse (φ -Richtung) ist in die L2F-Optik eingebaut und wird durch Verdrehen eines Laserstrahles um den anderen eingestellt. Bei den von den Schrittmotoren anzusteuern den Koordinaten muß berücksichtigt werden, daß die beiden Laserstrahlen Medien unterschiedlicher Brechungsindizes, wie z.B. Luft, Glas und Wasser durchdringen müssen. Eine Bewegung des L2F-Gerätes entspricht somit nicht in allen Fällen einer gleichgroßen Bewegung der Fokuspunkte bzw. des Meßvolumens.

In Bild 3.34a-c ist dieser Zusammenhang für unterschiedliche Einstrahlwinkel δ verdeutlicht.

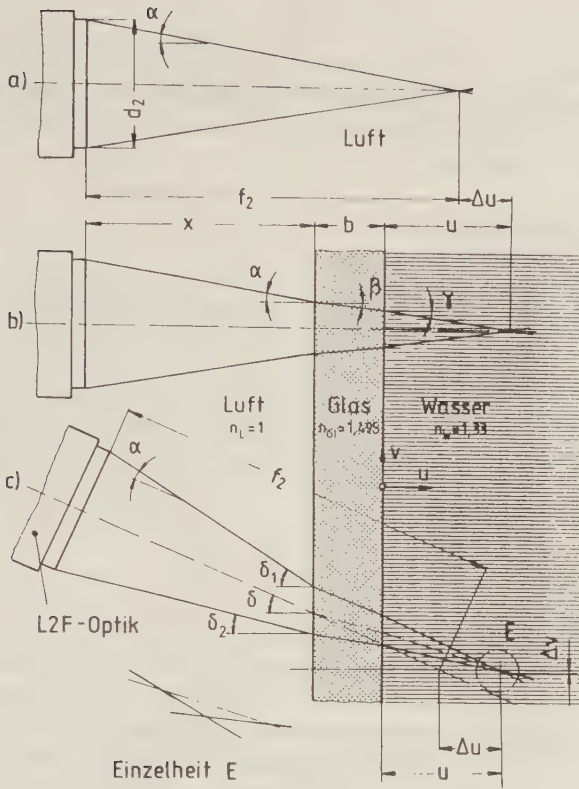


Bild 3.34. Zum Strahlengang eines Laserstrahles,

- a) in Luft, α Konvergenzwinkel des Strahles, d_2 Durchmesser des Strahles am Linsenaustritt, f_2 Brennweite der Linse,
- b) bei senkrechter Einstrahlung Luft-Glas-Wasser, α, β, γ Konvergenzwinkel in Luft, Glas bzw. Wasser,
- c) bei schräger Einstrahlung Luft-Glas-Wasser, δ Einstrahlwinkel, b Glasdicke

Der Abstand des Meßvolumens (Bild 3.34a) von der Optik ist gekennzeichnet durch die Brennweite f_2 des Linsensystems 2 (Bild 3.22) und dem durch die Linse 1 gegebenen Konvergenzwinkel α . Durchdringt ein senkrecht auf das optische Fenster einfallender Laserstrahl (Bild 3.34b) zunächst Glas und dann z.B. Wasser, so ist die Verschiebung Δu des Meßvolumens ge-

genüber dem ungebrochenen Strahl keine konstante Größe, sondern von der Eindringtiefe u abhängig. Die Einstellkoordinate x der Traversiereinrichtung errechnet sich dann über die Brechungsgesetze

$$n_{Gl} \cdot \sin \beta = n_W \cdot \sin \gamma$$

$$n_L \cdot \sin \alpha = n_{Gl} \cdot \sin \beta$$

zu

$$x = \left[\frac{d_2}{2} - b \cdot \tan \beta - u \cdot \tan \gamma \right] \cdot \tan \alpha$$

bzw.

$$x = \left\{ \frac{d_2}{2} - b \cdot \tan \left[\arcsin \left(\frac{n_L}{n_{Gl}} \right) \cdot \sin \alpha \right] - u \cdot \tan \left[\arcsin \left(\frac{n_L}{n_W} \right) \cdot \sin \gamma \right] \right\} \cdot \cot \alpha \quad (3.35)$$

Befindet sich das Meßvolumen in Wasser, so tritt zusätzlich zum Versatz Δu infolge der unterschiedlichen Brechzahlen noch eine Veränderung der mit den Gleichungen (3.19) bzw. (3.21) definierten Abmessungen des Meßvolumens $r_O = r_{O_L}$ und $l_O = l_{O_L}$ auf. Für die in Bild 3.34 angegebenen Brechzahlen für Luft (n_L), Glas (n_{Gl}) und Wasser (n_W) folgen für die Abmessungen des Meßvolumens in Wasser

$$r_{O_W} = \frac{1}{n_W} \cdot r_{O_L} = 3,8 \text{ } \mu\text{m}$$

$$l_{O_W} = n_W \cdot l_{O_L} = 714,2 \text{ } \mu\text{m} ,$$

womit sich der Fokuspunktradius gegenüber Luft verkleinert, während die Länge des Meßvolumens zunimmt.

Trifft die Mittelachse des konvergierenden Laserstrahles unter einem Winkel δ auf das optische Fenster auf, so schneiden sich die äußeren Begrenzungsstrahlen mit dem Mittelpunktstrahl nicht mehr in einem Punkt (Bild 3.34c, Einzelheit E) sondern schließen eine Dreiecksfläche ein.

Wegen der unterschiedlichen Auftreffwinkel

$$\delta_1 = \delta + \alpha$$

und

$$\delta_2 = \delta - \alpha$$

der äußeren Begrenzungsstrahlen tritt neben einer Verschiebung gegenüber dem senkrecht einfallenden Laserstrahl noch ein Versatz Δv auf.

Die Auswirkungen des bei Schrägeinstrahlung auftretenden astigmatischen Abbildungsfehlers sollen für den einfachen Fall der Strahlbrechung an einer Grenzfläche näher erläutert werden (Bild 3.35).

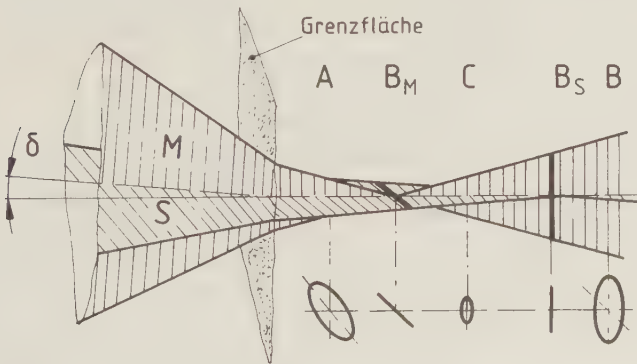


Bild 3.35. Zum astigmatischen Abbildungsfehler

Infolge des größeren Auftreffwinkels $\delta_1 > \alpha$ werden die Strahlen der Meridionalebene M stärker gebrochen als die Begrenzungsstrahlen in der dazu senkrechten Saggitalebene S. Die Strahlen der Meridionalebene schneiden sich somit in einer Bildlinie B_M während die Strahlen der Saggitalebene sich in der zu B_M senkrechten Bildebene B_S schneiden. Der Abstand zwischen den beiden senkrecht aufeinander stehenden Linien B_M und B_S wird

astigmatische Differenz genannt und ist von den Brechzahlen und vom Einstrahlwinkel δ abhängig. Ein in den Strahlengang nach der Grenzfläche angebrachter Schirm zeigt für die in Bild 3.35 dargestellte Anordnung z.B. im Punkt A einen Lichtfleck, der die Form einer horizontalen Ellipse aufweist, während im Punkt B eine vertikale Ellipse angezeigt wird. Zwischen den beiden Bildlinien B_M und B_S stellt sich eine annähernd kreisförmige Intensitätsverdichtung dar, die als "Kreis kleinster Konfusion" bezeichnet wird [70].

Da sich die Veränderung des Meßvolumens infolge des astigmatischen Abbildungsfehlers nur unter stark vereinfachenden Annahmen vorausberechnen läßt, ist mit einer Anordnung nach Bild 3.36 versucht worden, den Einfluß des Astigmatismus auch auf experimentellem Weg zu erfassen.

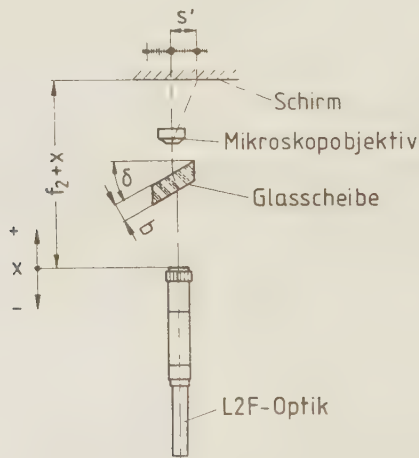


Bild 3.36. Versuchsanordnung zum Nachweis des astigmatischen Abbildungsfehlers, f_2, b, δ siehe Bild 3.34

Dabei wird in den Laserstrahl eine Glasscheibe der Dicke b eingebracht und die sich einstellenden astigmatischen Fehler über ein Mikroskopobjektiv bei unterschiedlichen Winkeln δ auf einem Schirm sichtbar gemacht. Durch Verfahren der L2F-

Optik in $\pm x$ -Richtung (Bild 3.36) sind die in 3.37 dargestellten Intensitätsverdichtungen, d.h. die Bildlinien B_M und B_S sowie den Kreis kleinster Konfusion, abgebildet worden.

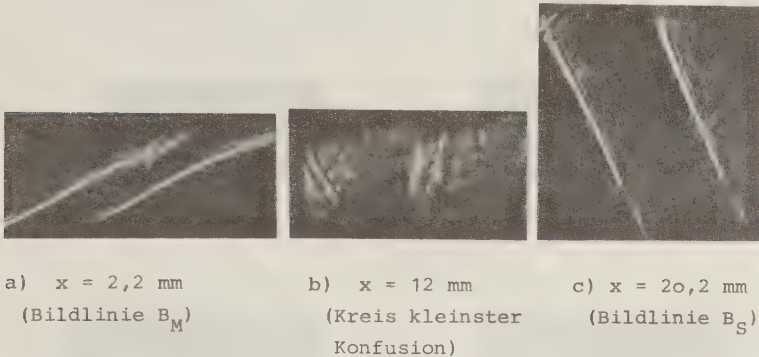


Bild 3.37. Fotografien der mit einer Versuchsanordnung nach Bild 3.36 erzeugten astigmatischen Abbildungsfehler, Plattenbreite $b=85 \text{ mm}$,
a) Intensitätsverdichtung in der Meridionalebene
b) Kreis kleinster Konfusion
c) Intensitätsverdichtung in der Saggitalebene

Für eine Glasplatte der Dicke $b=85 \text{ mm}$ und einem Einstrahlwinkel $\delta=30^\circ$ zeigt z.B. Bild 3.37a und Bild 3.37c die Bildlinien B_M und B_S und Bild 3.37b den sich einstellenden Kreis kleinster Konfusion. Die astigmatische Differenz ist zu $a_I=18 \text{ mm}$ ausgemessen worden.

Für die bei L2F-Messungen im Wasserwandler vorliegende Glasdicke $b=10 \text{ mm}$ zeigen die Bilder 3.38a-f jeweils die sich einstellenden Intensitätsmaxima (d.h. das sich einstellende Meßvolumen) für die Einstrahlwinkel $\delta=10^\circ$, 20° und 30° . Während für $\delta=10^\circ$ (Bild 3.38a+b) noch keine nennenswerten Verzerrungen des Meßvolumens zu erkennen sind, zeigen die Fotografien für $\delta=20^\circ$ (Bild 3.38c+d) und insbesondere für $\delta=30^\circ$ von der

Kreisform abweichende und zur Ellipsenform übergehende Intensitätsverdichtungen im Meßvolumen (Bild 3.38e+f). Wird δ noch weiter vergrößert, gehen die Ellipsen in die in Bild 3.35 dargestellten Bildlinien B_M und B_S über.

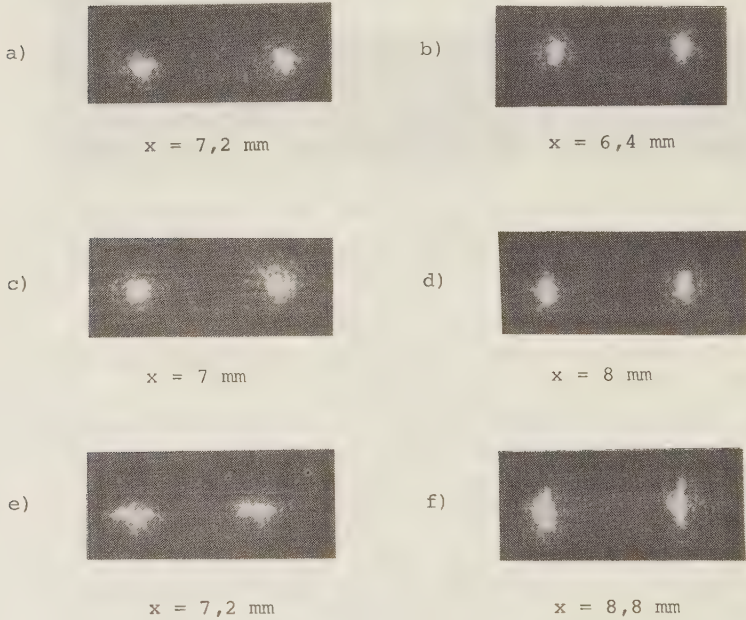


Bild 3.38. Fotografien der mit einer Versuchsanordnung nach Bild 3.36 sichtbar gemachten Bereiche erhöhter Lichtintensität (Fokuspunkt) bei schräger Einstrahlung, Plattendicke $b=10 \text{ mm}$,
a+b) Einstrahlwinkel $\delta = 10^\circ$
c+d) Einstrahlwinkel $\delta = 20^\circ$
e+f) Einstrahlwinkel $\delta = 30^\circ$

In Tabelle 3.3 sind die ausgemessenen Fokusburchmesser und die ungefähre Länge des Meßvolumens, die im Fall $\delta=20^\circ$ und 30° gleich der astigmatischen Differenz a_I gewählt worden.

Tabelle 3.3. Fokusburchmesser d_o und Länge des Meßvolumens l_o für verschiedene Einstrahlwinkel δ

Bild Nr.	δ grad	$l_o \approx a_I$ mm	d_o µm
3.38a+b	10°	0,8	35
3.38c+d	20°	1,0	70
3.38e+f	30°	1,6	110

Neben den Abbildungsfehlern tritt bei der schrägen Einstrahlung noch eine Veränderung des Abstandes beider Laserstrahlen auf, wie in Bild 3.39 dargestellt ist.

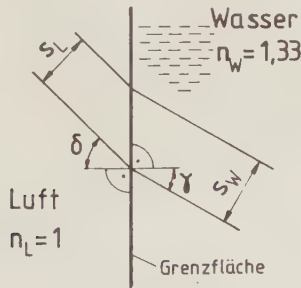


Bild 3.39. Änderung des Strahlenabstandes bei schräger Einstrahlung zweier Laserstrahlen auf eine optische Grenzfläche

Die Anwendung der Brechungsgesetze ergeben eine Abhängigkeit des Strahlenabstandes s_W in Wasser gegenüber dem Strahlenabstand in Luft zu

$$s_W = \frac{s_L}{\cos \delta} \cdot \cos \left\{ \arcsin \left(\frac{n_L}{n_W} \cdot \sin \delta \right) \right\}. \quad (3.38)$$

In Bild 3.40 ist für einen Strahlenabstand in Luft $s_L = s = 420 \text{ } \mu\text{m}$ die Abweichung

$$\epsilon = \frac{s_W - s_L}{s_L} \cdot 100 \% \quad (3.39)$$

in Abhängigkeit vom Einstrahlwinkel δ dargestellt.

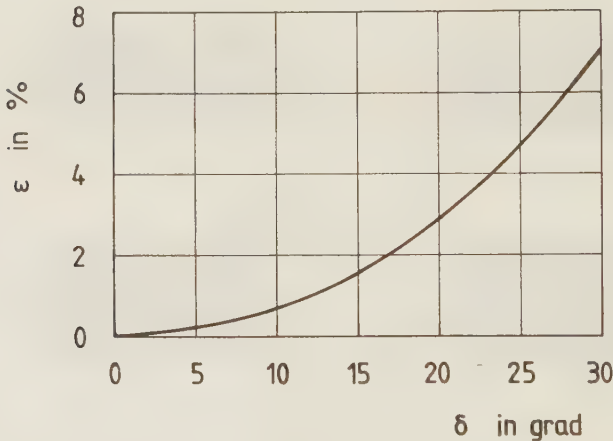


Bild 3.40. Zur Abweichung des Strahlenabstandes beim schrägen Auftreffen auf eine Grenzfläche Luft-Wasser

Der Kurvenverlauf zeigt, daß für Auftreffwinkel $\delta = 12^\circ$ die Abweichung vom ursprünglichen Strahlenabstand ca. 1% beträgt. Mit zunehmendem Einstrahlwinkel wachsen die Abweichungen jedoch und müssen ggf. durch eine Korrektur bei der Berechnung der Strömungsgeschwindigkeit aus den L2F-Messungen berücksichtigt werden.

4. Betriebsverhalten der Versuchswandler

Wie bei anderen Getrieben auch, so wird das Betriebsverhalten eines hydrodynamischen Wandlers durch die außerhalb des Strömungskreislaufes meßbaren Größen

Eingangsmoment	=	Pumpenmoment	(M_P)
Ausgangsmoment	=	Turbinenmoment	(M_T)
Eingangsdrehzahl	=	Pumpendrehzahl	(N_P)
Ausgangsdrehzahl	=	Turbinendrehzahl	(N_T)

ausreichend beschrieben. Mit diesen 4 Größen werden entsprechend der VDI-Richtlinie 2153 [58] folgende dimensionslose Kennzahlen bzw. Kennlinien gebildet:

$$\text{Drehzahlverhältnis} \quad v = \frac{N_T}{N_P} = \frac{\omega_T}{\omega_P} , \quad (4.1)$$

$$\text{Wandlung} \quad \mu(v) = - \frac{M_T(v)}{M_P(v)} , \quad (4.2)$$

$$\text{Wirkungsgrad} \quad \eta(v) = - \frac{P_T(v)}{P_P(v)} = - \frac{M_T(v) \cdot \omega_T}{M_P(v) \cdot \omega_P}$$

$$\eta(v) = \mu \cdot v . \quad (4.3)$$

Streng genommen ist der Wirkungsgrad η keine notwendige Kennzahl, da sein Zahlenwert aus der Multiplikation der Kennzahlen μ und v hervorgeht. Aus Ähnlichkeitsbeziehungen kann eine Leistungszahl λ entsprechend Gleichung (4.4) definiert werden, die eine dimensionslose Pumpenleistung bzw. ein dimensionsloses Pumpenmoment angibt

$$\text{Leistungszahl} \quad \lambda(v) = \frac{P_P(v)}{\rho \cdot \omega_P^3 \cdot D_P^5} = \frac{M_P(v)}{\rho \cdot \omega_P^2 \cdot D_P^5} , \quad (4.4)$$

dabei bezeichnet ρ die Dichte des verwendeten Arbeitsfluides, ω_p die Winkelgeschwindigkeit des Pumpenrades und D_p den Profildurchmesser des Strömungskreislaufs.

Die mit den Gleichungen (4.2)-(4.4) definierten dimensionslosen Kennlinien werden im allgemeinen über dem Drehzahlverhältnis v (Gleichung (4.1)) dargestellt, also

$$\mu = f(v)$$

$$\eta = f(v)$$

$$\lambda = f(v).$$

Da die beiden Versuchswandler mit den unterschiedlichen Arbeitsfluiden Wasser (inkompressibel) und Luft (kompressibel) betrieben werden, ist insbesondere die Vergleichbarkeit und gegenseitige Ergänzung von L2F-Messungen im Wasserwandler und Funkenblitzmessungen im Luftwandler nur dann gewährleistet, wenn:

1. Die Machzahl im Kreislauf des Luftwandlers, bezogen auf die maximal im Strömungskreislauf auftretende Geschwindigkeit c_{T2} so gewählt wird, daß Kompressibilitätseinflüsse vernachlässigt werden können.

Diese Bedingung ist für $Ma_{c_{T2}} (v=0,0) = 0,25$ gut erfüllt.

2. Der Vorfülldruck p_v im Wasserwandler so groß eingestellt wird, daß an keiner Stelle des Strömungskreislaufes der jeweilige Dampfdruck des Wassers unterschritten wird und Kavitation bzw. Schaumbildung eine geordnete Strömung nicht mehr zuläßt.

Um eine mögliche Abhängigkeit der Kennlinien von Vorfülldruck zu überprüfen, sind mit dem Wasserwandler für unterschiedliche Vorfülldrücke und Betriebspunkte Kennlinienmessungen durchgeführt worden deren Ergebnisse in Bild 4.1 dargestellt sind. Die Messungen haben gezeigt, daß eine Abhängigkeit der Wandlung μ vom Vorfülldruck p_v nur für $p_v < 0,6$ bar besteht, die jedoch mit

größer werdendem Drehzahlverhältnis v kleiner wird und für $v > 0,4$ nicht mehr nachzuweisen gewesen ist. Um einen gewissen Sicherheitsabstand zu haben, ist bei allen Messungen im Wasserwandler ein Vorfülldruck von $p_V = 1,2$ bar eingestellt worden.

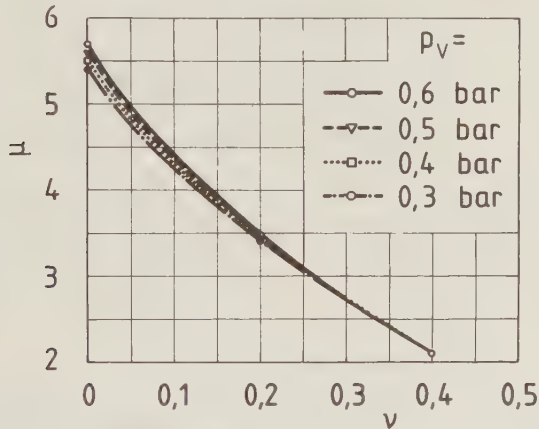


Bild 4.1. Zur Abhängigkeit der Wandlung μ vom Vorfülldruck p_V und vom Drehzahlverhältnis v

3. Die Reynoldsumfangszahlen Re_u in beiden Versuchswandlern (hier gebildet mit den Daten am Pumpenausstritt) gleich gehalten werden bzw. die Abweichungen noch innerhalb zulässiger Grenzen liegen.

Da im Versuchsbetrieb die mittleren Temperaturen des jeweiligen Arbeitsfluides konstant gehalten worden sind (d.h. $\eta, \rho = \text{const}$), ist die Einstellung einer bestimmten Reynoldsumfangszahl

$$Re_u = \frac{D_{P2} \cdot u_{P2}}{\eta / \rho} = \frac{D_{P2}^2 \cdot \pi \cdot N_P}{\eta / \rho} \quad (4.5)$$

über die Pumpendrehzahl N_P möglich. Die zur Berechnung

der Reynoldsumfangszahl erforderlichen Stoffgrößen für Wasser und Luft sind für die jeweiligen mittleren Fluidtemperaturen $\bar{t}_F$ in beiden Versuchswandlern in Tabelle 4.1 angegeben.

Tabelle 4.1. Stoffgrößen der verwendeten Arbeitsfluide
Wasser und Luft

	mittlere Fluid- temperatur	mittlere Dichte	mittlere Viskosität
	$\bar{t}_F$ in K	ρ in m^3/kg	η in $\text{N s}/\text{m}^2$
Wasser	293	998	$100,5 \cdot 10^{-5}$
Luft	287	1,18	$1,82 \cdot 10^{-5}$

Aus der Literatur ist bekannt [9,47,48,49,50], daß im allgemeinen der Wirkungsgrad im Bestpunkt eines hydrodynamischen Wandlers mit größer werdender Reynoldszahl ansteigt. Eine Vielzahl von Kennlinienmessungen an beiden Versuchswandlern hat gezeigt, daß sowohl der optimale Wirkungsgrad η_{opt} als auch die Anfahrwandlung μ_A mit größer werdender Reynoldsumfangszahl zunehmen und schließlich einem Grenzwert zustreben (Bild 4.2).

Für $\text{Re}_u = 1,8 \cdot 10^6$ sind in Bild 4.3 die gemessenen Kennlinien des Wirkungsgrades und der Wandlung in Abhängigkeit vom Drehzahlverhältnis dargestellt. Es zeigt sich, daß die Kennlinien beider Wandler im Rahmen von Meßtoleranzen gut übereinstimmen, womit gleichzeitig der Nachweis der geometrischen Identität der strömungsführenden Kanäle erbracht worden ist.

Die gemessenen Pumpen- und Turbinendrehmomente sind für eine Reynoldsumfangszahl von $\text{Re}_u = 3,8 \cdot 10^6$ in Bild 4.4 dargestellt.

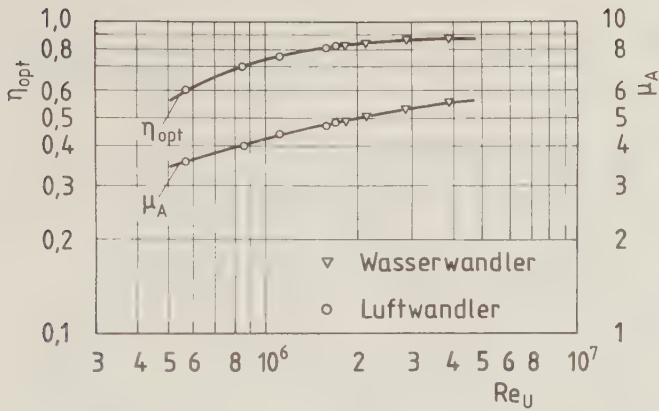


Bild 4.2. Zur Abhängigkeit des optimalen Wirkungsgrades η_{opt} und der Anfahrwandlung μ_A von der Reynoldsumfangszahl Re_u

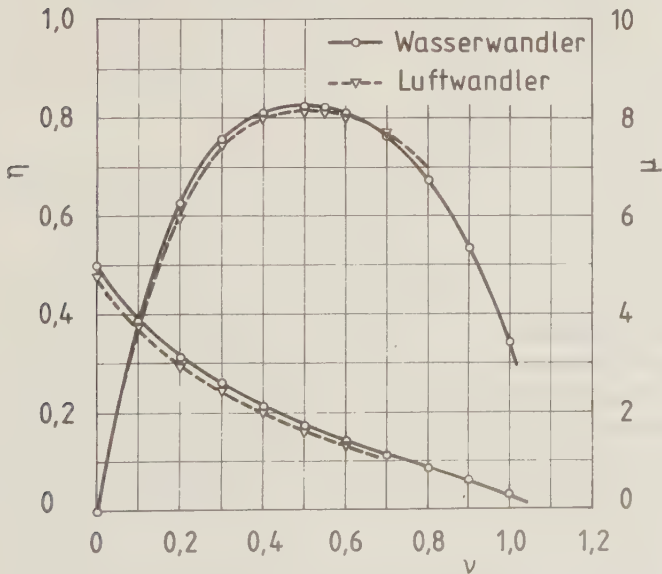


Bild 4.3. Kennlinienvergleich Wasserwandler-Luftwandler, $Re_u = 1,8 \cdot 10^6$

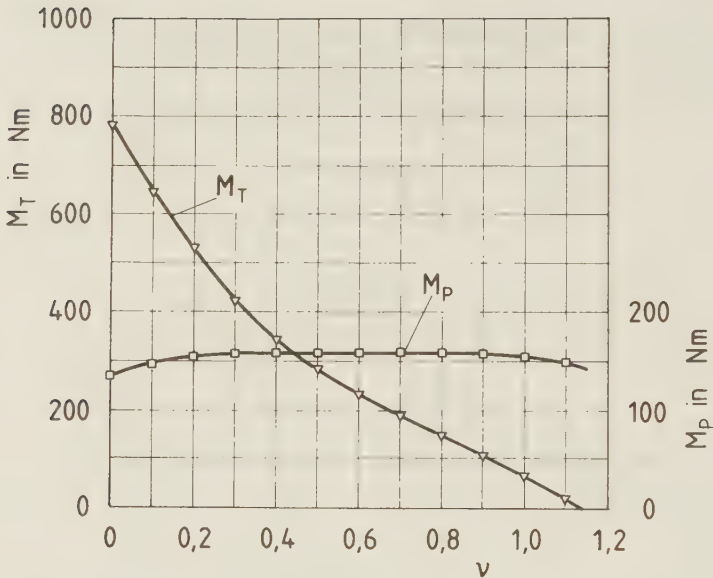


Bild 4.4. Gemessene Pumpen- und Turbinendrehmomente des Wasserwandlers, $Re_u = 3,8 \cdot 10^6$

Durch die annähernd gleichmäßige Zuströmung aus dem Leitrad arbeitet die Pumpe über weite Bereiche des Drehzahlverhältnisses im gleichen Betriebspunkt, was durch das annähernd konstante Pumpenmoment dokumentiert wird. In der Nähe des Festbremspunktes fällt das Pumpenmoment stärker ab als in der Nähe des Durchgangspunktes. In Kapitel 5.3 wird dieser Momentenabfall anhand der Geschwindigkeitsmessungen im Strömungskreislauf näher diskutiert. Das Turbinenmoment ist im Festbremspunkt am größten und fällt infolge des mit zunehmenden Drehzahlverhältnis abnehmenden Austrittsdralls (bei annähernd gleichem Eintrittsdrall) stetig ab und erreicht im Durchgangspunkt den Wert $M_T = 0$.

Aus den gemessenen Drehmomenten können über die Gleichungen (4.2)-(4.4) die in Bild 4.5 dargestellten dimensionslosen

Kennlinien für den Wirkungsgrad η , für die Wandlung μ und für die Leistungszahl λ berechnet werden.

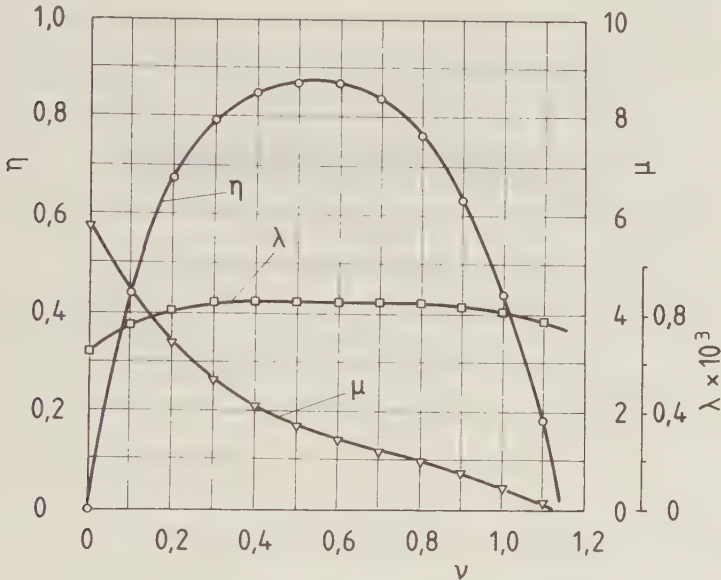


Bild 4.5. Dimensionslose Kennlinien des Wasserwandlers, $Re_u = 3,8 \cdot 10^6$

Da die Wirkungsgradkurve in der Nähe des Maximums ziemlich flach verläuft, sind zur genaueren Erfassung des Optimalpunktes im Bereich von $0,49 < v < 0,61$ mit einer Schrittweite $\Delta v = 0,01$ eine Vielzahl von Einzelmeßpunkten angefahren und die errechneten Wirkungsgrade in Bild 4.6 aufgetragen worden. Die Ausgleichskurve durch die Meßpunkte zeigt ein Maximum bei $v = 0,55$. Durch eine Rasterfolie ist ebenfalls der Streubereich der Messungen dargestellt, der sich hier mit einer Streuung von $\Delta \eta = \pm 0,5 \%$ ergeben hat.

Die wichtigsten Zahlenwerte der einzelnen Kennlinien für ausgezeichnete Betriebspunkte sind in Tabelle 4.2 zusammengefaßt, wobei der Durchgangspunkt durch Extrapolation der Wirkungs-

gradkurve gewonnen worden ist, da sich infolge Reibung des Riementriebes ein Restmoment an der Turbine eingestellt hat.

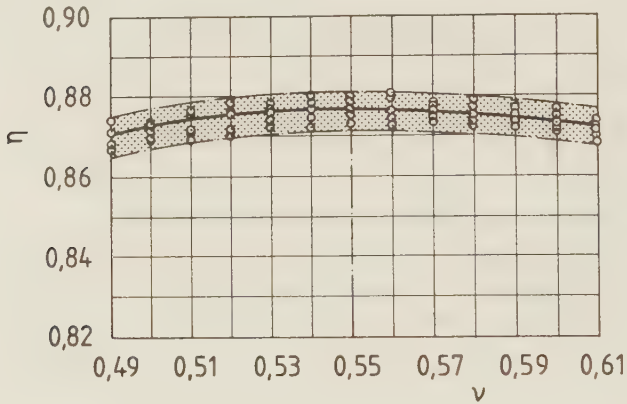


Bild 4.6. Untersuchungen zur Lage des Bestpunktes

Tab. 4.2. Zahlenwerte der charakteristischen Betriebspunkte beim Wasserwandler für $Re_u = 3,8 \cdot 10^6$

	η	μ	v
Anfahrpunkt	0	5,76	0
Optimalpunkt	0,877	1,59	0,55
Kupplungspunkt	0,78	1	0,78
Synchronpunkt	0,44	0,44	1
Durchgangspunkt	0	0	1,14

5. Messungen im Wandlerkreislauf

Der qualitative Verlauf der Kennlinie (Wirkungsgrad) beider Versuchswandler ist in Bild 5.1 mit eingezeichneten Symbolen für die mit den einzelnen Meßverfahren erfaßten Betriebspunkte dargestellt. Die eingezeichneten Blitze deuten die mit dem Funkenblitzverfahren untersuchten Betriebspunkte in den in Bild 3.14 dargestellten Strömungs- bzw. Meßflächen A_{LI-III} , A_{PI-III} und A_{TI-III} des Luftwandlers an, während die Doppelpunkte die mit dem L2F-Verfahren untersuchten Betriebspunkte mit den in Bild 3.31 dargestellten Meßflächen A_U , A_{L1} , A_{LK1-4} , A_{L2} , A_{P1} , $A_{P2/T1}$ und A_{T2} des Wasserwandlers kennzeichnen. Betriebspunkte, für die Messungen mit Drucksonden vorliegen, sind durch Dreiecke gekennzeichnet. Die entsprechenden Meßorte M_U , M_{L1} , M_{L2} , M_{P1} , $M_{P2/T1}$ und M_{T2} sind in Bild 3.9 dargestellt.

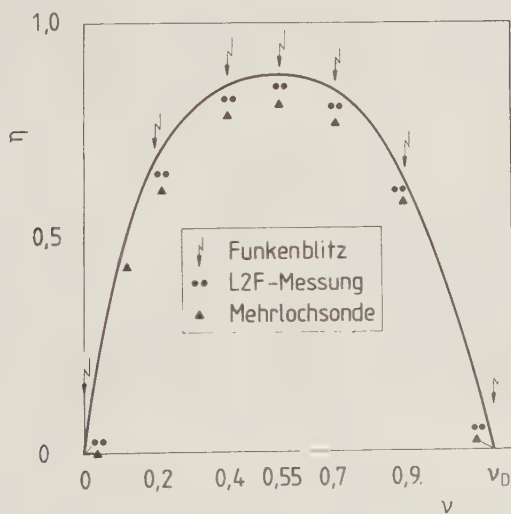


Bild 5.1. Mit den einzelnen Meßverfahren erfaßte Betriebspunkte der Kennlinie

5.1 Geschwindigkeitsverteilungen

Äußere Umlenkung

Bild 5.2 zeigt die mit dem L2F-Verfahren ermittelten Strömungsprofile, Isotachen und Winkelverteilungen in der äußeren Umlenkung des Wasserwandlers.

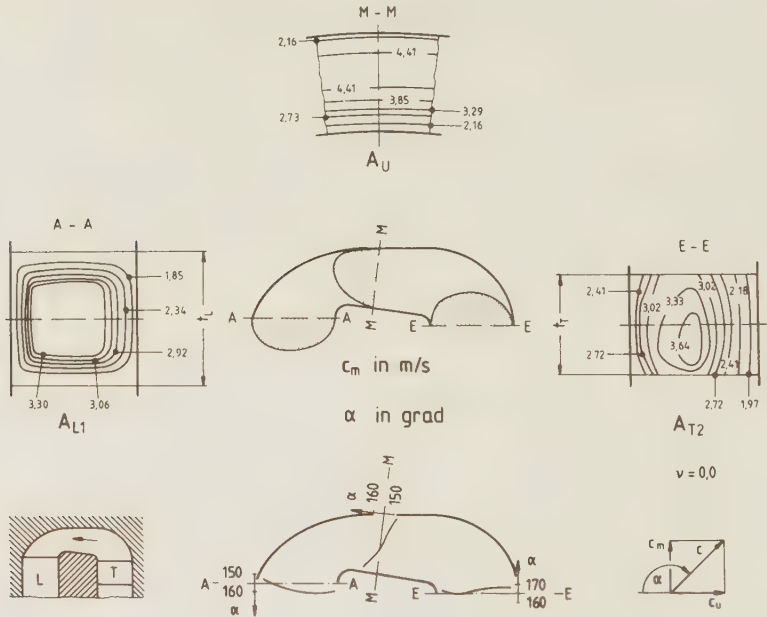


Bild 5.2. Mit dem L2F-Verfahren gemessene Strömungsgeschwindigkeiten und -winkel in der äußeren Umlenkung, $v = 0,0$, t_T Turbinenteilung, t_L Leitradteilung

Das Eintrittsprofil in der Meßfläche A_{T2} wird geprägt durch die Nachlaufdellen des festgebremsten Turbinenrades mit der Teilung t_T sowie dem relativ großen Drallwinkel α . Die Nachlaufdellen gleichen sich relativ schnell aus und sind nach der ersten 90° -Umlenkung in der Meßfläche A_U meßtechnisch nicht mehr nachzuweisen. Während sich in der Fläche A_{T2} das

Geschwindigkeitsmaximum im Bereich der Innenkontur befindet, verlagert sich dieses bei der weiteren Durchströmung infolge von Fliehkräften und Sekundärströmungen mehr zur Außenkontur hin, wie die L2F-Messungen in den Meßflächen A_U und A_{L1} zeigen.

In den Schnitten E-E, M-M und A-A durch die drei Meßflächen ist zu erkennen, daß die Drallwinkelverteilung von Meridianschwindigkeitsumschichtungen, Radienänderungen und auch Reibungseinflüssen abhängt. Der mittlere Drallwinkel $\bar{\alpha}$ baut sich auf dem Weg vom Eintritt bis zum Austritt der Umlenkung um $\Delta\alpha=5^\circ$ ab.

Für weitere Betriebspunkte $v>0,0$ sind in Bild 5.3 die Meridianschwindigkeits- und Winkelverteilungen der rotationssymmetrischen Strömung in der Meßfläche A_U der äußeren Umlenkung dargestellt.

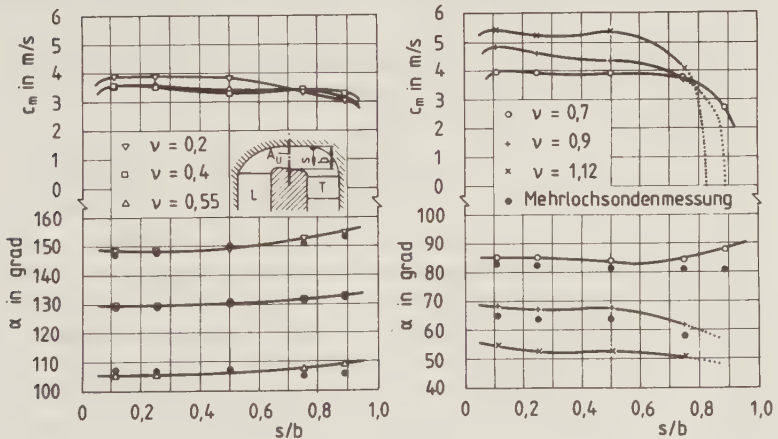


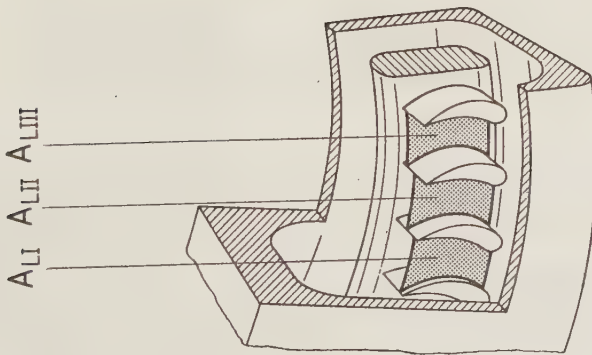
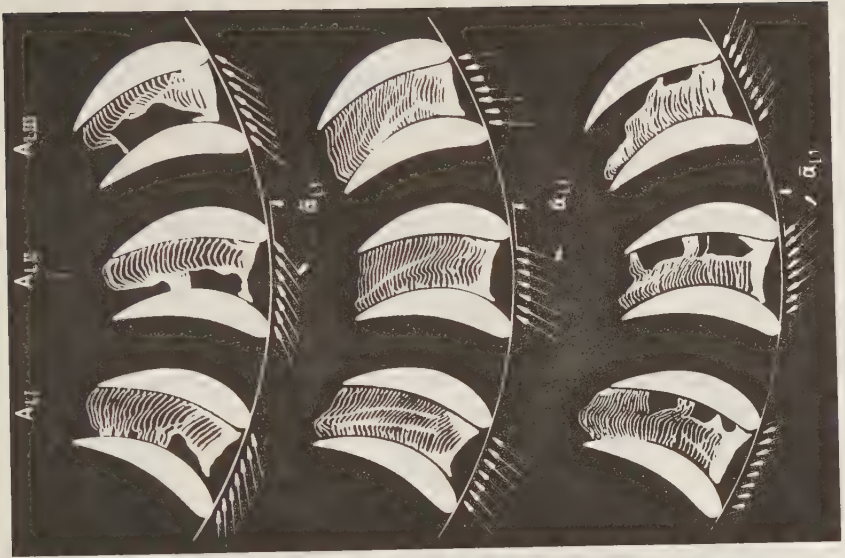
Bild 5.3. Mit dem L2F-Verfahren gemessene Strömungsgeschwindigkeiten in der Meßfläche A_U und Vergleich mit Mehrlochsondenmessungen, $v = 0,2, 0,4, 0,55, 0,7, 0,9, 1,12$

Mit zunehmenden Drehzahlverhältnis v nehmen die größeren Geschwindigkeiten in der Nähe der Außenschale ($s/b \rightarrow 0$) ab und das Meridiangeschwindigkeitsprofil wird gleichmäßiger. Für $v > 0,7$ deutet sich durch die abnehmende Strömungsgeschwindigkeit in der Nähe des Innenkerns ($s/b \rightarrow 1$) ein nachfolgendes Ablösegebiet an, das auch durch am Innenkern angebrachte Fäden sichtbar gemacht worden ist. L2F-Messungen sind in diesen Ablösegebieten i.a. nicht mehr möglich. Die Winkelverteilung ist für alle untersuchten Betriebspunkte über dem gesamten Betriebsbereich mehr oder weniger ungleichmäßig. Der Vergleich mit Mehrlochsondenmessungen zeigt für $v < 0,7$ eine im Rahmen der Meßtoleranzen gute Übereinstimmung, während für $v = 0,7$ und $v = 0,9$ die Abweichungen in der Nähe des Innenkerns zunehmen und bis zu $\Delta\alpha = 5^\circ$ betragen können.

Leitrad

Am Eintritt in das feststehende Leitradgitter kann es infolge der vom vorangehenden Turbinenaustritt aufgeprägten und i.a. ungleichmäßig über der Kanalbreite verteilten Strömungsrichtung zu Fehlanströmungen kommen, die je nach Größe zu Ablösungen im Leitradkanal führen.

Bild 5.4 zeigt die mit dem Funkenblitzverfahren sichtbar gemachte Leitradströmung, die für $v = 0,0$ eine Anströmung mit relativ starkem "Bauchstoß" zeigt, der an der konvexen Schaufelseite zu Strömungsablösungen führt. Entsprechend dem Winkel der Fehlanströmung (siehe Bild 5.2) sind die Ablösegebiete am Innenkern (Fläche A_{LIII}) größer als an der Außenschale (Fläche A_{LI}). Im Optimalpunkt, d.h. $v = 0,55$, liegt eine relativ schaufelkongruente Anströmung in allen drei Meßflächen A_{LI} , A_{LII} und A_{LIII} vor, während für die entlastete Turbine, d.h. $v \rightarrow v_D$, infolge des starken "Rückenstoßes" die Ablösegebiete auf der konkaven Schaufelseite liegen. Auch hier sind in der Nähe des Innenkernes infolge der dort am



$v = 0,0$

$v = 0,55$

$v = 1,1$

Bild 5.4. Mit dem Funkenblitzverfahren sichtbar
gemachte Strömung im Leitrad,
 $v = 0,0, 0,55, 1,1$

Schaufeleintritt vorliegenden größeren Drallwinkel α (siehe Bild 5.3) die Ablösegebiete in der Fläche A_{LIII} am größten und nehmen zur Außenschale hin ab.

Die qualitative Auswertung aller fotografierten Funkenblitzgardinen (ca. 40 je Betriebspunkt und Meßfläche) zeigt in Bild 5.5, daß die ablösefreien Stromschichten von der Meßfläche A_{LIII} zur Meßfläche A_{LI} hin zunehmen. Wird z.B. angenommen, daß ca. 10 % der gekennzeichneten "Ablösungen bis 25 % der Kanallänge" aus verfahrensbedingten Fehlern herühren, so kann im Mittel davon ausgegangen werden, daß der Leitradkanal für Drehzahlverhältnisse $0,4 < v < 0,7$ ablösungsfrei durchströmt wird.

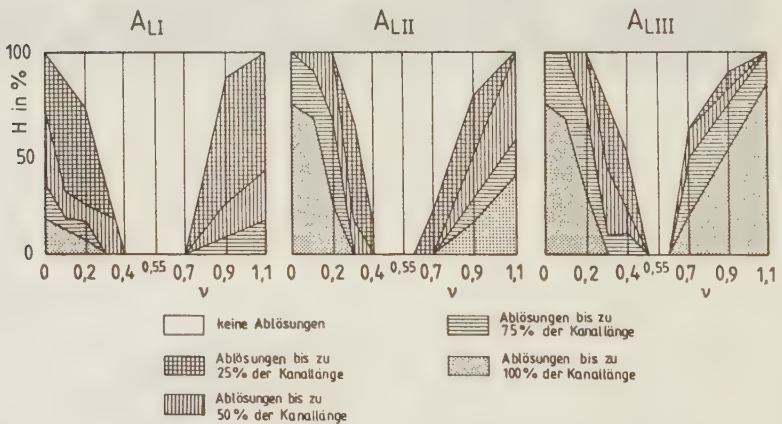


Bild 5.5. Qualitative Auswertung aller fotografierten Funkenblitzgardinen der Leitradströmung, H Häufigkeit

Mit Kenntnis dieser Strömungsverhältnisse im Leitradkanal sind für die ablösefreien Betriebspunkte zusätzlich L2F-Messungen in den drei Meßflächen A_{L1} (Leitradeintritt), A_{LK2} (Leitradkanal) und A_{L2} (Leitradaustritt) durchgeführt worden, deren

Ergebnisse in Bild 5.6 dargestellt sind.

In der Fläche A_{L1} zeigt sich für alle drei Betriebspunkte die unterschiedliche Anströmung, die sich jedoch in Kanalmitte weitgehend der Schaufelgeometrie angeglichen hat, so daß die Strömungsrichtung am Leitradaustritt (Fläche A_{L2}) im dargestellten Betriebsbereich von $0,4 < v < 0,7$ nahezu unabhängig vom jeweiligen Drehzahlverhältnis v ist.

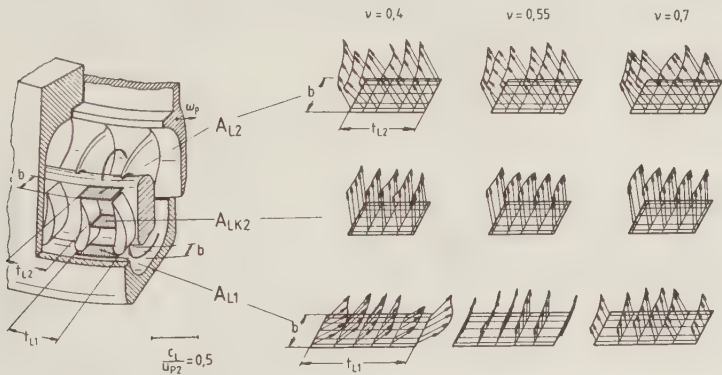
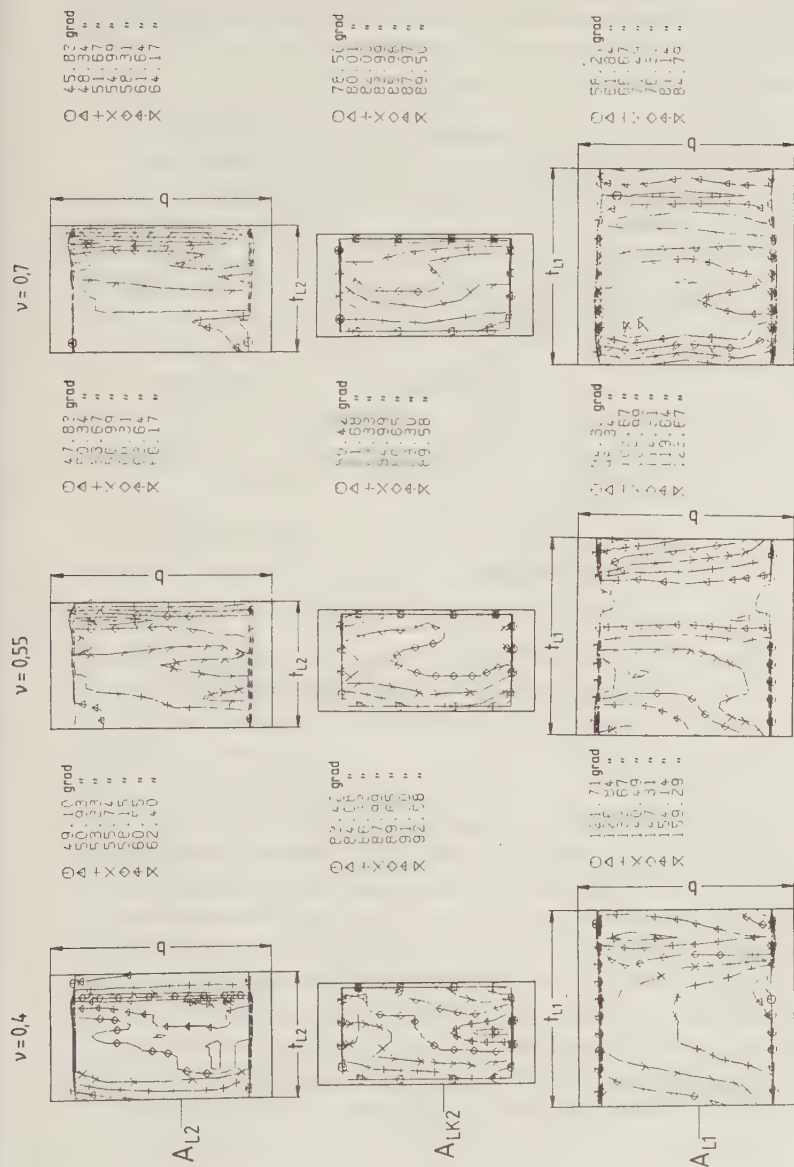


Bild 5.6. Mit dem L2F-Verfahren gemessene Strömungsvektoren in den Meßflächen A_{L1} , A_{LK2} und A_{L2} des Leitrades, $v = 0,4, 0,55, 0,7$

In allen drei Betriebspunkten befindet sich das Geschwindigkeitsmaximum am Eintritt in das Leitradgitter in der Nähe der Innenkontur, wie auch die gemessenen Isotachen in Bild 5.7 zeigen. Die drei Isotachen der Meßfläche A_{LK2} zeigen das Geschwindigkeitsmaximum auf der Saugseite der Schaufel, während am Leitradaustritt (Meßfläche A_{L2}) schon die Rückwirkung der nachfolgenden Pumpe durch das wieder am Innenkern befindliche Geschwindigkeitsmaximum erkennbar ist.



Bild 5.7. Isotachen der Meridiansgeschwindigkeiten der Leiterströmung, Meßflächen wie in Bild 5.6, $v = 0,4, 0,55, 0,7$



Die in Bild 5.8 dargestellten Isoklinen zeigen die unterschiedlichen Zuströmrichtungen am Leitradeintritt, während im Leitradkanal und am Leitradaustritt die Strömungswinkel in allen drei Meßflächen nahezu gleich sind.

Über die punktförmigen L2F-Messungen in den Meßflächen A_{L1} , A_{LK1-4} und A_{L2} des Wasserwandlers kann für die jeweils den Meßflächen zugeordneten Radien R ein mittlerer Drall

$$\overline{R \cdot c_u} = \frac{1}{\dot{V}} \sum_{i=1}^k R_i \cdot c_{u_i} \cdot c_{m_i} \cdot \Delta A_i \quad (5.1)$$

mit	k	Anzahl der Meßpunkte einer Meßfläche
	$\dot{V}$	umlaufender Volumenstrom
	R_i	Abstand des Meßpunktes i von der Wand- lermitte
	c_{u_i}	Umfangskomponente der Absolutströmung im Meßpunkt i
	c_{m_i}	Meridiankomponente der Absolutströmung im Meßpunkt i
	ΔA_i	mit c_{m_i} durchströmtes Flächenstück der Meßfläche

errechnet werden.

Den für Radien $R = \text{const}$ aus Messungen über Gleichung (5.1) ermittelten mittleren Drall der Leitradströmung zeigt Bild 5.9 für unterschiedliche Betriebspunkte. Während am Leitradeintritt der mittlere Drall entsprechend der jeweiligen Anströmrichtung noch stark unterschiedlich ist, liegt für Radien $R = 177,5 \text{ mm}$, $R = 160 \text{ mm}$ und $R = 143 \text{ mm}$ kaum noch ein Unterschied vor. Daraus kann geschlossen werden, daß einerseits die Leitradbeschaufelung trotz der Fehlanströmungen schon nach relativ kurzer Einlaufstrecke die Strömung für die dargestellten Betriebspunkte sauber führt und andererseits der Volumenstrom in diesem Betriebsbereich relativ konstant

ist, was zu einer gleichmäßigen Zuströmung zur nachfolgenden Pumpe führt.

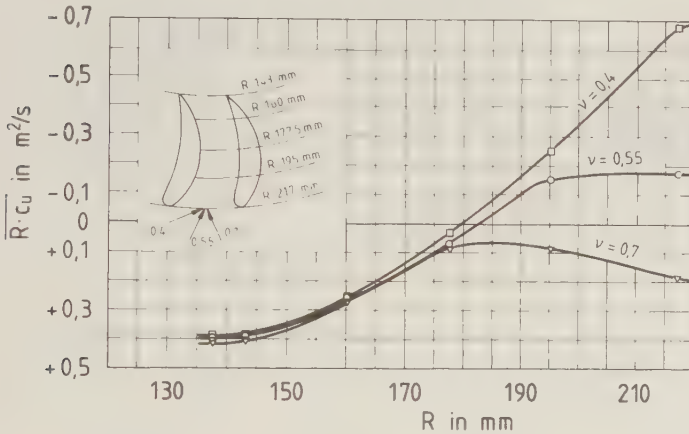


Bild 5.9. Änderung des Dralls im Leitradkanal,
 $v = 0,4, 0,55, 0,7$

In Bild 5.10 sind für den Mittelschnitt des Leitradschaufelkanals sowohl die Vektoren der gemessenen Absolutströmung als auch die daraus ermittelten Isotachen für den Betriebspunkt $v = 0,55$ dargestellt. Die Vektoren zeigen am Eintritt in den Schaufelkanal bereits den stromaufwärts gerichteten Einfluß der einzelnen Leitradschaufel, während die Isotachen das Geschwindigkeitsmaximum auf der Schaufelaußseite aufzeigen. Am Leitradaustritt verlaufen die Vektoren auf der Schaufeldruckseite (DS) annähernd schaufelkongruent, während auf der Schaufelaußseite (SS) möglicherweise infolge der in den Isotachen erkennbaren Beschleunigung eine gewisse "Überumlenkung" gemessen worden ist.

In Bild 5.11 ist die Entwicklung der Umfangskomponenten der Leitradströmung vom Eintritt bis zum Austritt dargestellt.

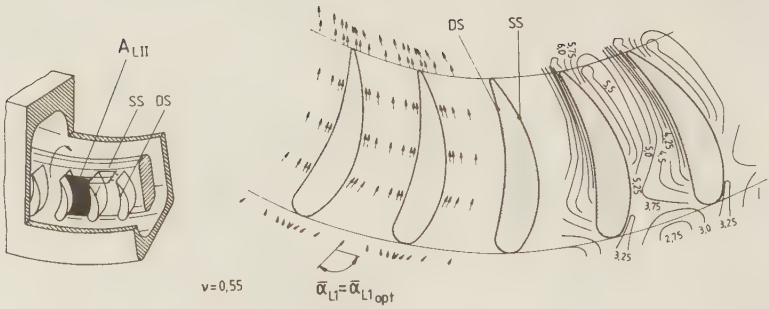


Bild 5.10. Mit dem L2F-Verfahren gemessene Strömungsvektoren und Isotachen für eine Strömungsfläche in Schau-felhöhenmitte des Leitrades, $v = 0,55$

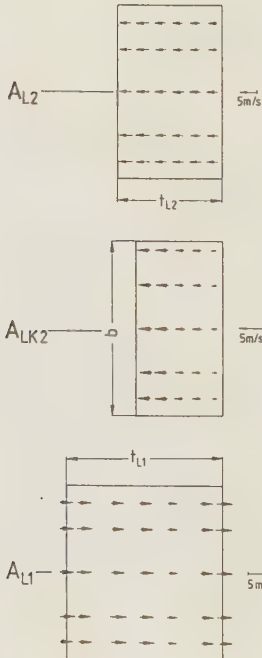


Bild 5.11. Sekundärströmungs-
umfangskomponenten
im Leitrade, Meßflä-
chen wie in Bild 5.6,
 $v = 0,55$

Am Leitradeintritt (Meßfläche A_{LI}) sind die maximalen Umfangskomponenten in der Schaufelmitte gemessen worden, die sich bei der weiteren Durchströmung (Meßfläche A_{LK2}) jeweils zur Außenschale bzw. zum Innenkern hin verlagern und am Austritt das Maximum am Innenkern zeigen.

Bild 5.12 zeigt sowohl das Ergebnis der Auswertung von Funkenblitzaufnahmen für den Optimalpunkt $v=v_{opt}=0,55$ in drei Radien des Leitrades, als auch die mit dem L2F-Verfahren in gleichen Punkten gemessenen, mit der Umfangsgeschwindigkeit am Pumpenaustritt dimensionslos gemachten Werte. Der Vergleich liefert eine gute Übereinstimmung.

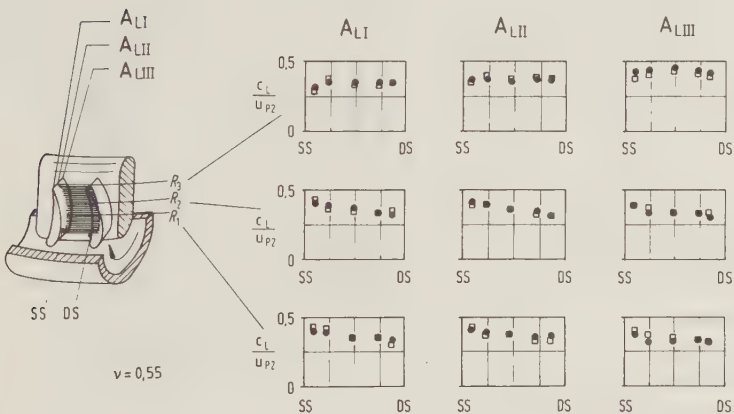
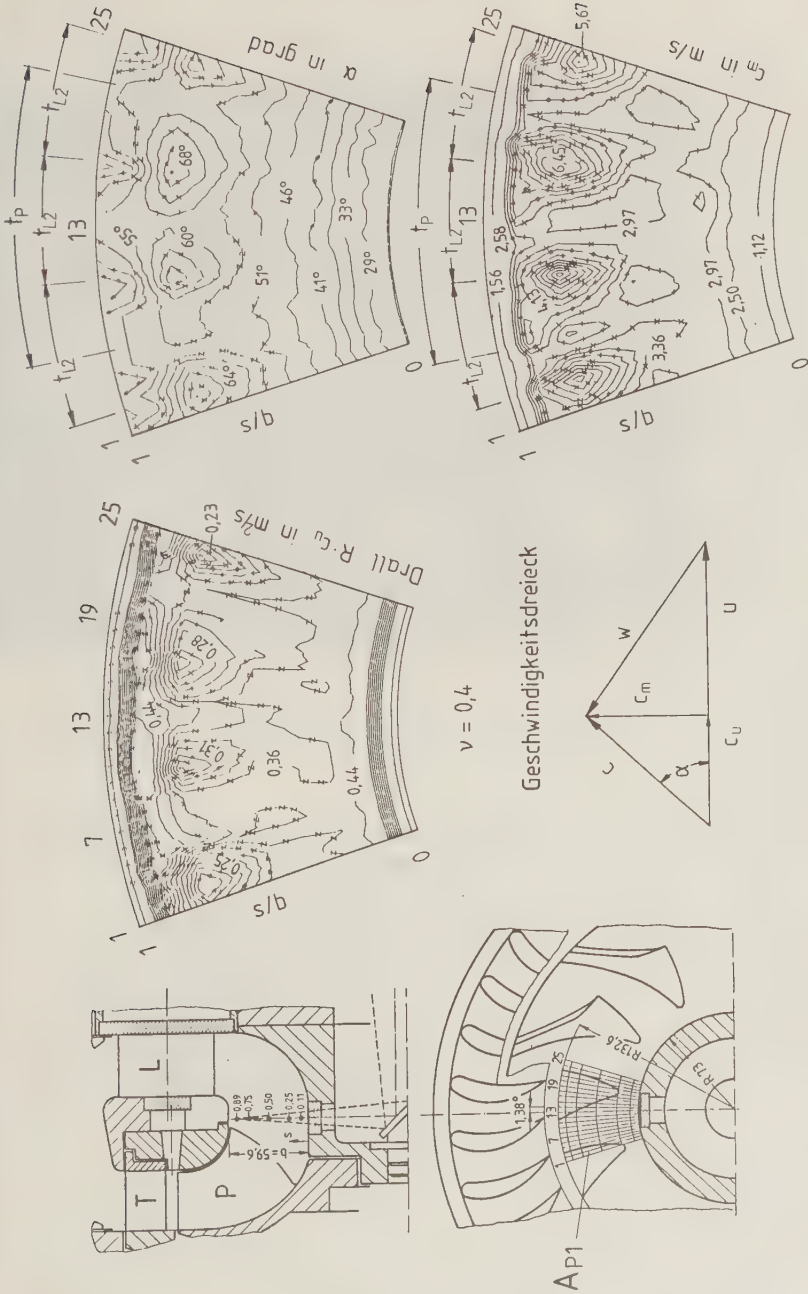


Bild 5.12. Geschwindigkeitsmessungen im Leitrad, Vergleich L2F- und Funkenblitzverfahren, $v = 0,55$
 • L2F-Verfahren, □ Funkenblitzverfahren

Pumpenrad

Während z.B. die Isotachen in den Leitradmeßflächen A_{L1} , A_{LK2} und A_{L2} (Bild 5.7) aus zeitlich gemittelten L2F-Messungen resultieren, muß bei L2F-Messungen vor dem Pumpenrad berücksichtigt werden, daß eine bezüglich des Pumpenrades instationäre Anströmung vorliegt, d.h. die Ausmessung der Meßfläche A_{P1} , wie sie in Bild 5.13 dargestellt ist, kann jeweils nur für eine bestimmte Momentanstellung Pumpenrad-Leitrad über eine Triggerung erfolgen.

Das in der Meßfläche ermittelte Geschwindigkeitsprofil weist in der Nähe des Saugmunddurchmessers D_S ($R=132,6$ mm) ein Maximum auf, wie es häufig am Eintritt von radialen Laufrädern zu beobachten ist. Die Isotachen der Meridiankomponente verdeutlichen in diesem Bereich sowohl den in der Teilung t_p sichtbaren stromaufwärts wirkenden Einfluß der Pumpenschaufeln, als auch den in der Teilung t_{L2} erkennbaren, stromabwärts wirkenden Einfluß der Nachlaufdellen des Leitrades. Die Isoklinen des Absolutströmungswinkels α zeigen dort höhere Werte, wo auch die Meridiangeschwindigkeiten Maxima besitzen. Mit größer werdendem Abstand vom Saugmund, d.h. mit kleiner werdender relativer Kanaltiefe s/b , wird die Strömung zunehmend rotationssymmetrisch, weil der Abstand von der Eintrittskante der Pumpenschaufel bis zum Leitradschau-felaustritt zunehmend größer wird und die Nachlaufdellen des Leitrades sich offenbar ausgeglichen haben. Die Drallverteilung $R \cdot c_u$ vor dem Pumpeneintritt wird ebenfalls sowohl von der Rückwirkung der Pumpenschaufeln als auch von den Nachlaufdellen des Leitrades geprägt und besitzt in der Leitradkernströmung infolge der dort vorliegenden hohen Meridiankomponenten relativ geringe Werte, während der Drall sowohl zu niedrigen relativen Kanaltiefen s/b (c_u groß, R klein) als auch zu großen relativen Kanaltiefen s/b (c_u kleiner, R groß) hin zunimmt.



Um Aufschluß über die Strömungsverhältnisse im Pumpenrad zu erhalten, ist die Relativströmung in drei verschiedenen, durch Elektrodenpaare aufgespannten Meßflächen des Pumpenradkanals mit Hilfe des Funkenblitzverfahrens für mehrere Betriebspunkte ermittelt worden. Bild 5.14 zeigt exemplarisch für die Drehzahlverhältnisse $v=0,0$, $0,55$ und $1,1$ die durch ein Dove-Prisma fotografierten Funkenblitzgardinen der Relativströmung in den Meßflächen A_{PI} , A_{PII} und A_{PIII} des Pumpenlaufrades. Bei $v=0,0$, d.h. festgebremster Turbine, und $v=0,55$ zeigen die Aufnahmen, daß die Strömung auf der Schaufeldruckseite der Meßfläche A_{PI} mehr oder weniger stark gestört ist, was einerseits auf Fehlanströmungen, andererseits aber auch auf Rückwirkungen durch das nachfolgende Turbinenrad schließen läßt. In der mittleren Strömungsfläche A_{PII} ist die Relativströmung in den betrachteten Betriebspunkten ziemlich störungsfrei, während insbesondere für $v=0,55$ an der Deckscheibe ein in der Nähe der Schaufelsaugseite ein sogn. "Wake-Gebiet" sichtbar wird, was häufig bei radialen Verdichterrädern im Teillastgebiet zu beobachten ist [8]. Für den Durchgangspunkt $v=1,1$, d.h. bei entlasteter Turbine, ist die Strömung in allen drei betrachteten Meßflächen ablösungsfrei, obwohl insbesondere in den Meßflächen A_{PII} und A_{PIII} auf der Schaufeldruckseite mehr oder weniger große Strömungsverzögerungen zu erkennen sind.

Das Ergebnis der qualitativen Auswertung aller fotografierten Funkenblitzaufnahmen im Pumpenrad zeigt Bild 5.15.

Für kleinere Drehzahlverhältnisse ist die Strömung in der Meßfläche A_{PI} weitgehend an der Schaufeldruckseite abgelöst, während an der Deckscheibe das "Wake-Gebiet" für die relative Häufigkeit der Ablösungen in der Meßfläche A_{PII} verantwortlich ist. Für Drehzahlverhältnisse $v \geq 1,0$ ist die Strömung in allen untersuchten Meßflächen des Pumpenrades relativ ablösungsfrei.

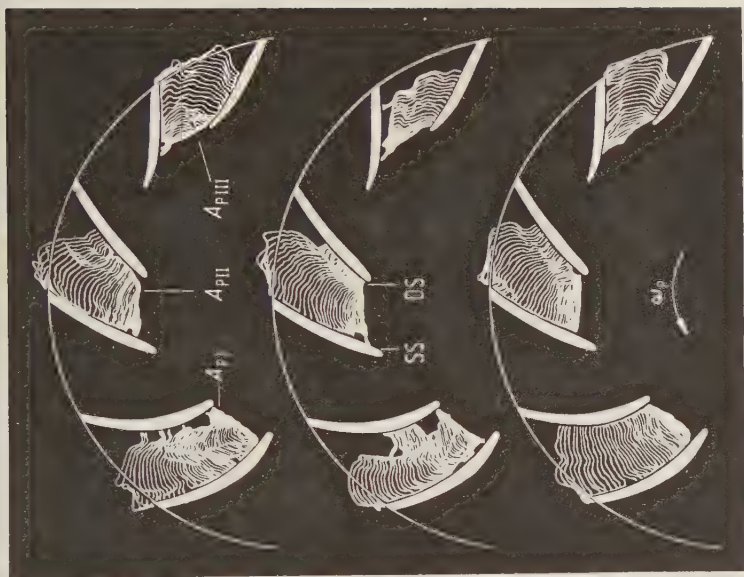
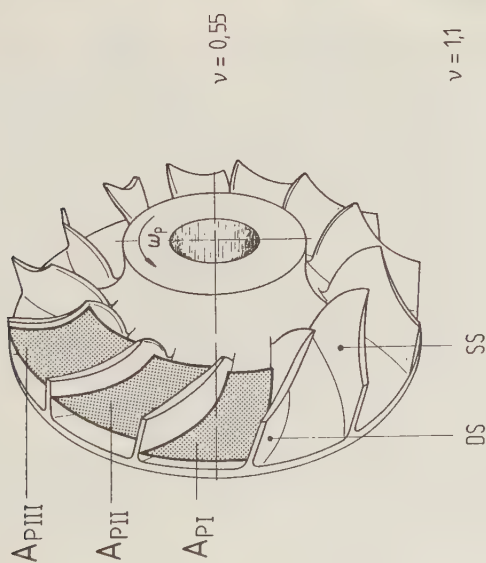


Bild 5.14. Mit dem Funkenblitzverfahren sichtbar gemachte Strömung in den Meßflächen A_{PI} , A_{PII} und A_{PIII} des Pumpenrades,
 $\nu = 0,0, 0,55, 1,1$

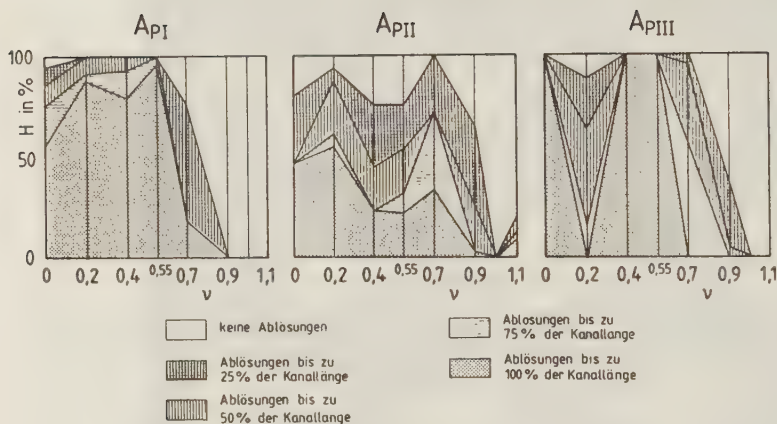


Bild 5.15. Qualitative Auswertung aller fotografierten Funkenblitzgardinen der Pumpenradströmung, H Häufigkeit

Mit dem in Kap. 3.2.1 beschriebenen halbautomatischen Bildauswertegerät KONTRON sind die erstellten Funkenblitzgardinen auch quantitativ ausgewertet worden. In Bild 5.16 sind die Isotachen der bezogenen Relativgeschwindigkeit w_p/u_{p2} im Pumpenradkanal z.B. für die Betriebspunkte $v=0,0$, $0,55$ und $1,1$ dargestellt, wobei die ermittelten Ablösegebiete durch Rasterfolien verdeutlicht worden sind. Im Gegensatz zu den i.a. verzögerten Relativströmungen in Kanälen von radialen Verdichter- bzw. Pumpenlaufrädern liegt im Wandlerpumpenrad für alle Betriebspunkte auf der gesamten Kanallänge eine beschleunigte Strömung vor, wobei die Relativgeschwindigkeiten i.a. von der Deckscheibe zur Radscheibe hin zunehmen.

Für $v=0,4$ ist mit dem L2F-Verfahren in der Meßfläche A_{P2} , also zwischen Pumpe und Turbine, die Absolutströmungsverteilung gemessen worden.

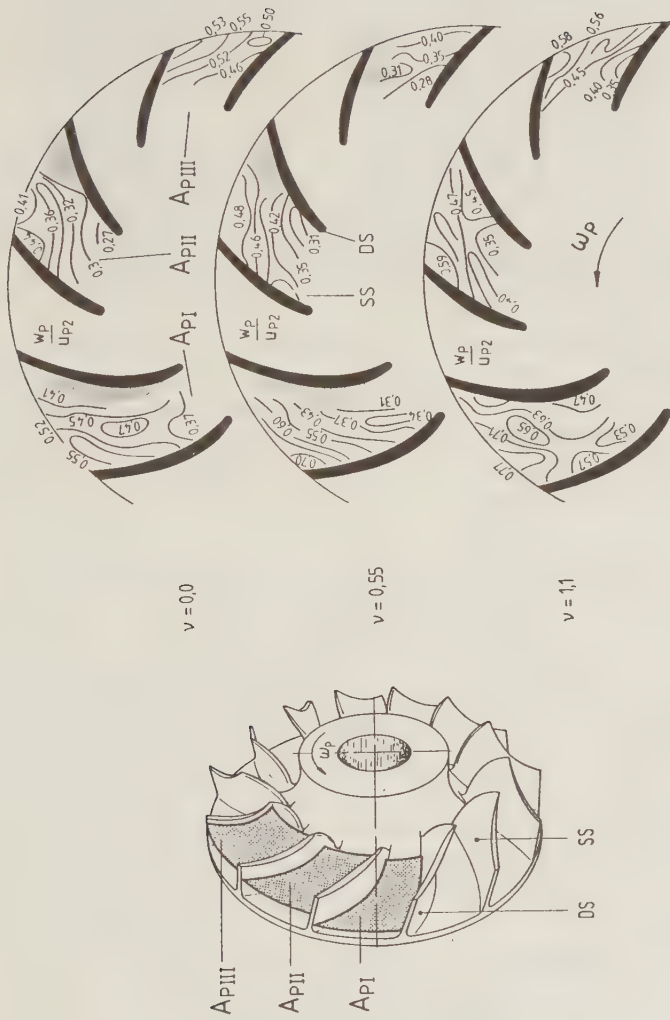


Bild 5.16. Isotachen der bezogenen Relativgeschwindigkeit in den Meßflächen A_{PI} , A_{PII} und A_{PIII} des Pumpenrades, $v = 0,0$, $0,55$, $1,1$

Das über etwas mehr als eine Pumpenschaufelteilung in der Meßfläche aufgespannte Gitternetz umfaßt insgesamt $5 \times 27 = 135$ Meßpunkte und befindet sich jeweils ca. 4 mm hinter dem Pumpenaustritt bzw. 4 mm vor dem Turbineneintritt. Da sich die Umfangsgeschwindigkeiten beider Räder unterscheiden, muß zur Ermittlung der Strömungsgeschwindigkeiten der Laserstrahl sowohl pumpen- als auch turbinenseitig über die in Bild 3.26 prinzipiell dargestellte Einrichtung getriggert werden. Die für die Messung gewählte Momentanstellung Pumpeturbine ist in Bild 5.17 mit dem perspektivisch dargestellten Pumpenrad, sowie der aufgespannten Meßfläche A_{p2} und der gemessenen bezogenen Meridiangeschwindigkeitsverteilung dargestellt.

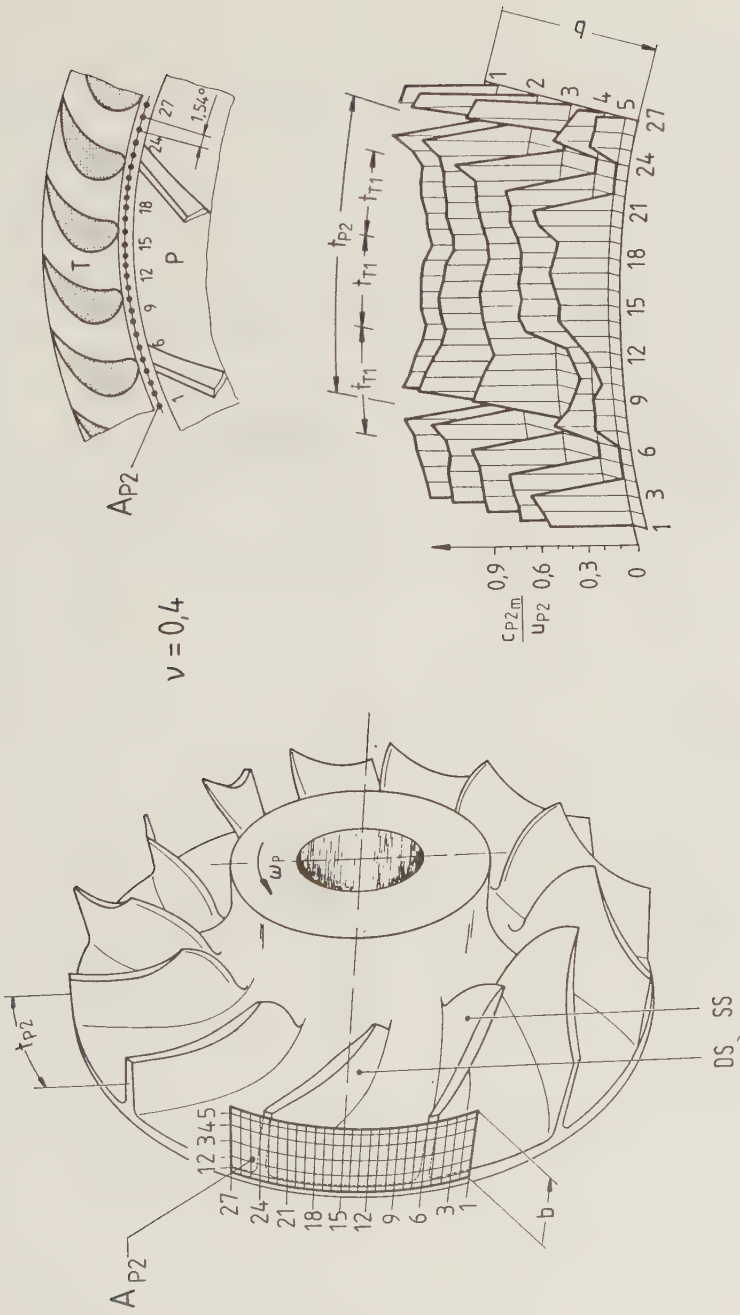
Die Nachlaufdellen der Pumpenschaufeln mit der eingezeichneten Teilung t_{p2} sind in dem dargestellten "Geschwindigkeitsgebirge" deutlich an der Stelle mit verschwindendem Durchfluß zu erkennen, während die Rückwirkungen der Turbinenschaufeln insbesondere in der Nähe der Radscheibe ($b+1,2$) ermittelt werden konnten.

Das mit den Funkenblitzaufnahmen schon sichtbar gemachte "Wake-Gebiet" an der deckscheibenseitigen Saugseite des Schaufelkanals ist auch hier deutlich zu sehen.

Einen anschaulichen Eindruck z.B. der Absolutströmungswinkelverteilung α in der Meßfläche A_{p2} vermitteln die in Bild 5.18a dargestellten Isoklinen. Es zeigt sich, daß über weite Bereiche die Richtung der Absolutströmung nur geringen Änderungen unterworfen ist, während die in Bild 5.18b dargestellten Iso-tachen der Meridiangeschwindigkeit anzeigen, daß die Geschwindigkeiten in der Kanalkernströmung i.a. geringer sind als in der Nähe der Saug- bzw. Druckseite der Schaufeln.

Wird z.B. ein Minderleistungsfaktor μ entsprechend

$$\mu = \frac{c_{p2u}}{c_{p2u_\infty}} \quad (5.2)$$



$$\nu = 0,4$$

Bild 5.17. Mit dem L2F-Verfahren gemessene Meridiangeschwindigkeitsverteilung in der Meßfläche A_{P2} zwischen Pumpe und Turbine, $\nu = 0,4$

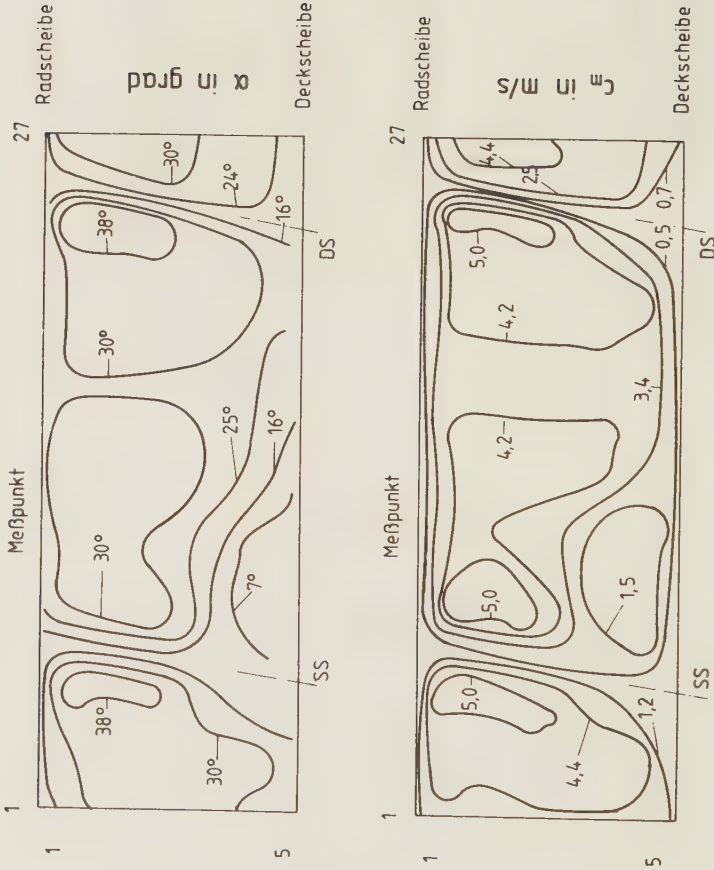


Bild 5.18. Strömungswinkel und Meridiankomponente der Absolutströmung in der Meßfläche A_{p2} , $v = 0,4$

a) Isoklinen
b) Isotachen

mit	c_{P2_u}	im jeweiligen Meßpunkt örtlich gemessene Umfangskomponente der Absolutströmung
	$c_{P2_{u\infty}}$	aus dem konstruierten Geschwindigkeitsdreieck bei bekannter mittlerer Meridiansgeschwindigkeit, Umfangsgeschwindigkeit am Pumpenaustritt und geometrischem Schaufelaustrittswinkel unter Berücksichtigung einer schaufelkongruenten Abströmung berechnete Umfangskomponente der Absolutströmung

ähnlich der im Verdichterbau, dort jedoch für drallfreie Laufradzuströmung, verwendeten Definition auch auf die Strömungsverhältnisse am Pumpenaustritt des Wasserwandlers angewendet, so kann aus den Messungen eine in Bild 5.19 dargestellte Minderleistungsfaktorverteilung berechnet werden.

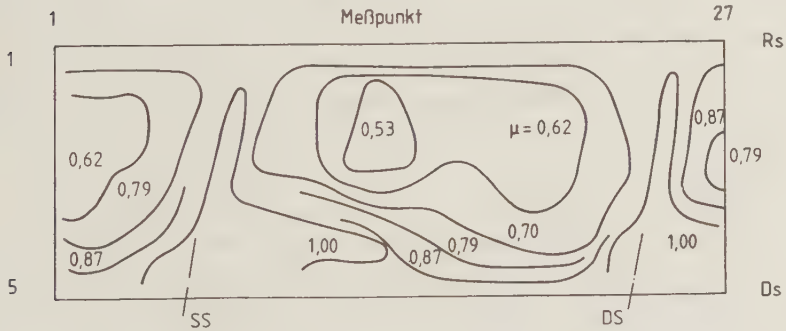


Bild 5.19. Verteilung des Minderleistungsfaktors μ am Pumpenaustritt in der Meßfläche A_{P2} , $v = 0,4$,
Rs Radscheibe, Ds Deckscheibe

Wie auch aus dem Verdichterbau bekannt [8,9,13], ist der Minderleistungsfaktor an der Radscheibe betragsmäßig am geringsten und nimmt zur Deckscheibe hin zu, ist insgesamt jedoch über der Schaufelteilung unregelmäßig und an der Schaufeldruckseite im Mittel größer als an der Saugseite. In den Nachlaufzellen bzw. im "Wake-Gebiet" überschreitet der Minderleistungsfaktor infolge der geringen bzw. verschwindenden Meridiankomponenten örtlich sogar den Wert, der bei unendlicher Schaufelzahl ($\mu=1$) erreicht worden wäre.

Wird in Gleichung (5.2) statt der örtlich gemessenen Umfangskomponenten c_{p2} der Mittelwert über alle Messungen innerhalb einer Schaufelteilung (Impulsmittelung) $\bar{c}_{p2}$ eingesetzt, so folgt für den mittleren Minderleistungsfaktor $\bar{\mu}$

$$\bar{\mu} = 0,74 \text{ .}$$

Turbinenrad

Die Relativströmung im Turbinenrad des Luftwandlers ist für insgesamt 7 Betriebspunkte mit Hilfe des Funkenblitzverfahrens untersucht worden. Wie schon im Pumpen- und Leitrad sind auch die Strömungsverhältnisse im Turbinenrad wesentlich vom Drehzahlverhältnis v abhängig. Obwohl das Funkenblitzverfahren von seiner Anwendung im Strömungsmaschinenbau her vorwiegend für sich erweiternde Kanäle mit mäßigen Strömungsumlenkungen (wie z.B. bei Verdichtern üblich) prädestiniert ist [9,10,11,12], läßt es sich hier auch zur Erfassung der Strömungsverhältnisse im stark umlenkenden Turbinengitter des Luftwandlers einsetzen. Allerdings muß bei der Auswertung der Funkenblitzgardinen, insbesondere im Kanaleintrittsbereich, sorgfältig zwischen Ablösungen der Strömung und den sogn. Eigengesetzlichkeiten des Funkens unterschieden werden, um zu brauchbaren Aussagen zu kommen.

Aufgrund der vorhandenen und ausgewerteten Funkenblitzgardinen kann jedoch gesagt werden, daß für ein Drehzahlverhältnis von $0,3 < v < 0,5$ eine weitgehend ablösungsfreie Strömung im Schaufelkanal des Turbinengitters vorliegt, während insbesondere bei höheren Drehzahlverhältnissen Ablösegebiete beobachtet worden sind.

Für $v=0,4$ sind in Bild 5.20 sowohl die Funkenblitzgardinen in den Meßflächen A_{TI} , A_{TII} und A_{TIII} dargestellt, als auch für zwei unterschiedliche Radien $R_1=188$ mm (kurz nach Schaufeleintritt) und $R_2=202$ mm (kurz vor Schaufelaustritt) die auf dem KONTRON-Gerät durchgeführte quantitative Auswertung (ca. 5 Bilder je Meßfläche) gezeigt. Während am Eintritt die Relativströmung w_T/u_{p2} von der Radscheibe (Fläche A_{TI}) zur Deckscheibe (Fläche A_{TIII}) hin betragsmäßig abnimmt, was durch die Geschwindigkeitsverteilung am Pumpenaustritt geprägt worden ist, verlagert sich bei der weiteren Durchströmung des Schaufelkanals das Geschwindigkeitsmaximum infolge von Reibungs- und Sekundärströmungseinflüssen zur Deckscheibe hin.

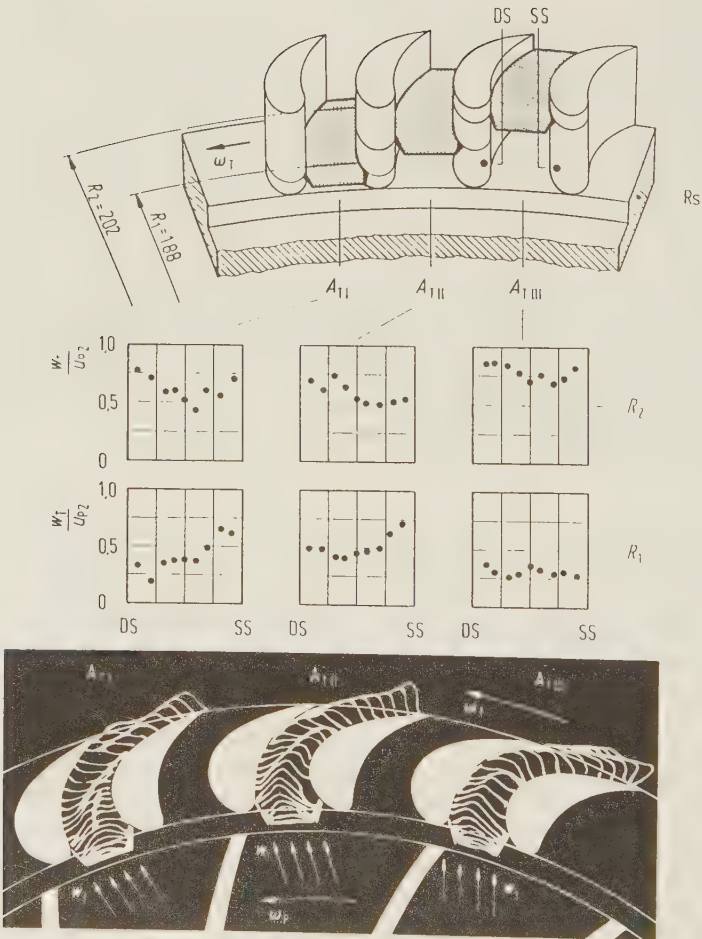


Bild 5.20. Mit dem Funkenblitzverfahren sichtbar gemachte Strömung in den Meßflächen A_{TI} , A_{TII} und A_{TIII} des Turbinenrades für die Radien $R_1=188$ mm und $R_2=202$ mm, $v = 0,4$, RS Radscheibe

Da das L2F-Verfahren nur die Strömungsverhältnisse normal zur Einstrahlrichtung des Laserstrahles ermitteln kann, ist mit einer zeitlich mittelnden 5-Loch-Sonde der mögliche rückwärtige Einfluß der äußeren Umlenkung auf die Strömung in der Meßfläche A_{T2} am Turbinenaustritt gemessen und in Bild 5.21 dargestellt worden.

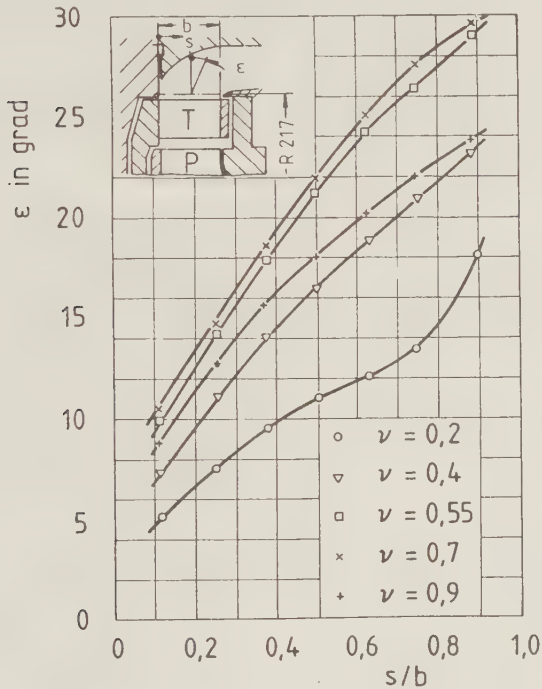


Bild 5.21. Mit Mehrlochsonden gemessene Strömungswinkel in der Meßfläche A_{T2} hinter dem Turbinenrad, $\nu = 0,2, 0,4, 0,55, 0,7, 0,9$

Es zeigt sich, daß die durch den Strömungswinkel ϵ charakterisierte Rückwirkung von der Kanalauswand ($s/b \rightarrow 0$) zum Innenkern ($s/b \rightarrow 1$) hin zunimmt. Für $\nu = 0,55$ bzw. $\nu = 0,7$ wird nach Bild 5.3 die Umlenkung fast drallfrei durchströmt und

die Ablenkung infolge der Rückwirkung ist betragsmäßig am größten. Für kleinere und größere Drehzahlverhältnisse v nimmt der Drallwinkel jeweils zu und damit die Ablenkung ϵ ab.

Die Strömungsverhältnisse am Austritt des Turbinenrades sind für $v=0,4$ (wie die in Bild 3.20 dargestellten Funkenblitzgardinen auch) mit dem L2F-Verfahren im Absolutsystem punktweise getriggert gemessen und Berücksichtigung der für diesen Betriebspunkt ermittelten Strömungswinkel ϵ (Bild 5.21) sowie den Beziehungen am Geschwindigkeitsdreieck in das Relativsystem umgerechnet worden (Bild 5.22).

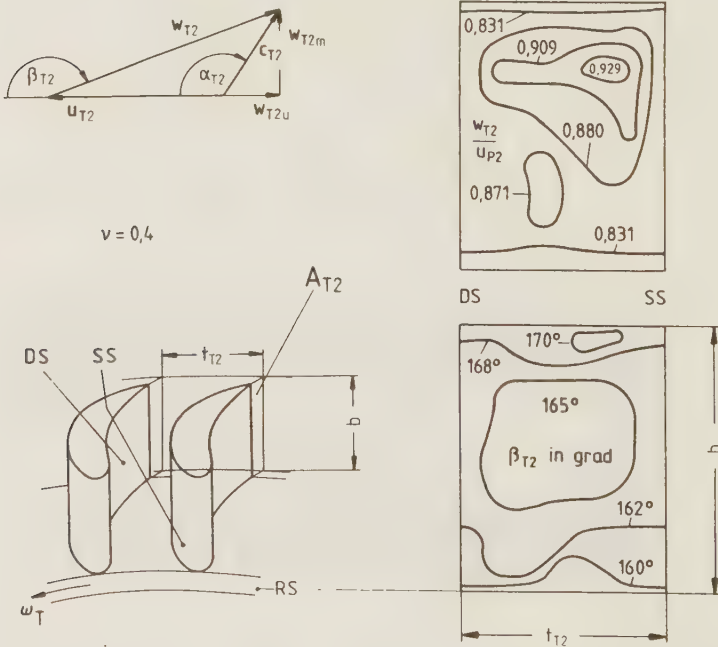


Bild 5.22. Isoklinen des Relativströmungswinkels β_{T2} und Isotachen der Relativgeschwindigkeit w_{T2}/u_{P2} in der Meßfläche A_{T2} , $v = 0,4$, RS Radscheibe

Während die Isotachen der bezogenen Relativgeschwindigkeit w_{T2}/u_{p2} die aus den Funkenblitzgardinen gefundene Geschwindigkeitsverteilung mit den betragsmäßig größten Werten in der Nähe der Deckscheibe an der Saugseite bestätigen, zeigen die Isoklinen des Relativströmungswinkels β_{T2} über große Bereiche in der Meßfläche A_{T2} eine relativ gleichmäßige Strömungsrichtung. In der Nähe der Deckscheibe nimmt der Strömungswinkel im Sinne einer bei beschleunigten Strömungen häufig zu beobachtenden "Überumlenkung" zu, während an der Radscheibenseite eine geringe "Minderumlenkung" gemessen worden ist. Der Mittelwert (Impulsmittelung) des Relativströmungswinkels liegt jedoch immer noch um $\Delta\beta_{T2} \approx 2^\circ$ über dem durch die Geometrie (Skelettlinie) vorgegebenen Abströmwinkel im Sinne einer "Überumlenkung".

Aus der Gesamtheit aller L2F-Messungen im Wasserwandlerkreislauf ist der in Bild 5.23 dargestellte umlaufende Volumenstrom $\dot{V}$ berechnet und über dem Drehzahlverhältnis v aufgetragen worden. Die Ausgleichskurve durch die Mittelwerte der Meßpunkte ist parabelförmig, das Minimum liegt bei $v \approx 0,55$ und der Verlauf im Bereich von $0,35 < v < 0,75$ weist nur geringe Änderungen des umlaufenden Volumenstromes auf.

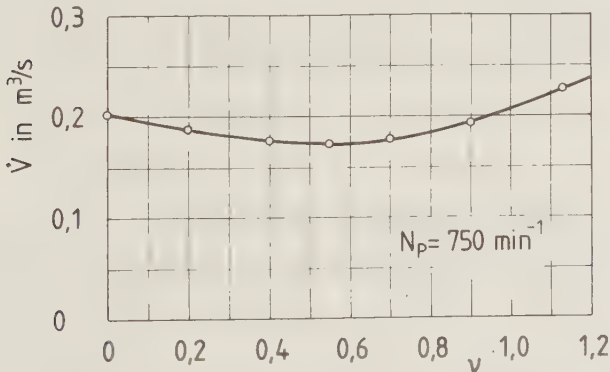


Bild 5.23. Aus L2F-Messungen ermittelter umlaufender Volumenstrom im Strömungskreislauf des Wasserwandlers

Da für diesen Betriebsbereich das Leitrad im großen und ganzen ablösungsfrei durchströmt wird (siehe Bild 5.4 und 5.5) und somit die Zuströmung zur Pumpe relativ gleich bleibt, ändert sich auch das Pumpenmoment nur wenig. Die Pumpe arbeitet also immer im annähernd gleichen Betriebspunkt, was auch durch die Kennlinien in Bild 4.4 und 4.5 bestätigt wird. Mit zunehmendem Drehzahlverhältnis ($v > 0,75$) steigt der Volumenstrom stärker an als mit abnehmendem ($v < 0,35$).

Der Vergleich des umlaufenden Volumenstromes im Wasserwandlerkreislauf mit dem im Luftwandlerkreislauf kann über die mit den Daten am Pumpenaustritt (Index P2) gebildete dimensionslose Meridianflußzahl φ

$$\varphi = \frac{c_{P2m}}{u_{P2}} \quad (5.3)$$

durchgeführt werden, wobei c_{P2} die mittlere Meridiangeschwindigkeit am Pumpenaustritt und u_{P2} die Umfangsgeschwindigkeit am Pumpenaustritt darstellt. Die Meridiangeschwindigkeiten der anderen Meßflächen sind über die Kontinuitätsgleichung auf die Werte am Pumpenaustritt umgerechnet worden.

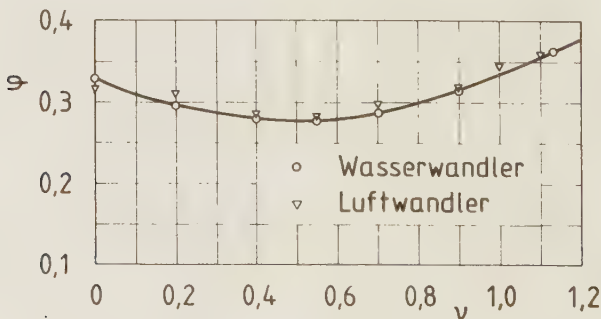


Bild 5.24. Aus L2F- und Funkenblitzmessungen ermittelte Meridianflußzahlen φ , Vergleich Wasserwandler-Luftwandler

In Bild 5.24 ist zu sehen, daß die Meridianflußzahlen φ bei-
der Versuchswandler insbesondere für $v > 0,4$ gut übereinstimmen,
während für $v = 0,2$ und $v = 0,0$ die geringen Abweichungen dadurch
erklärt werden können, daß für diese beiden Betriebspunkte
fast ausschließlich wenige auswertbare Funkenblitzaufnahmen
der Turbinenradströmung herangezogen werden konnten, womit
gleichzeitig nochmals die in Kap. 3.2.1 getroffene Aussage
einer mit der Anzahl der ausgewerteten Funkenblitzaufnahmen
zunehmenden statistischen Genauigkeit untermauert wird.

Während aus den Meridiankomponenten der mit dem L2F-Verfahren
gemessenen Absolutgeschwindigkeiten in Verbindung mit den
jeweiligen Durchtrittsflächen der Volumenstrom berechnet
werden kann, lassen sich aus den Umfangskomponenten für die
einzelnen Meßflächen impuls- bzw. drallgemittelte Umfangs-
geschwindigkeiten berechnen. Somit ist es möglich, Drehmomen-
te über die Euler-Gleichung in der Form

$$M = \dot{m} \cdot \left\{ \rho \cdot \left[R_2 \int \frac{c_m \cdot c_u}{\dot{m}} dA_2 - R_1 \int \frac{c_m \cdot c_u}{\dot{m}} dA_1 \right] \right\} \quad (5.4)$$

der einzelnen Räder zu berechnen und mit denen aus der
Bremsenmessung zu vergleichen, wie in Bild 5.25 dargestellt
ist. Das Leitradmoment M_L ist dabei durch Differenzbildung
über

$$M_L = - (M_P + M_T) \quad (5.5)$$

errechnet worden, während das jeweilige Pumpen- und Turbinen-
moment direkt aus der Bremsenmessung entnommen werden kann.

Für die getriggerten Messungen am Pumpen- und Turbinenrad
sowie für die ungetriggerten Messungen am Leitrad (Symbol $\circ$)
zeigt sich in allen Fällen eine gute Übereinstimmung. Die
drei aus den ungetriggerten Messungen am Pumpenaustritt und
am Pumpeneintritt berechneten Momente zeigen jedoch größere
Abweichungen (Symbol $\square$), die eindeutig aus der zu geringen

c_u -Komponente am Pumpenausstritt (Index 2 in Gleichung (5.4)) resultieren. Infolge des bei den ungetriggerten Messungen zwischen Pumpe und Turbine "übermessen" sog. "Wake-Gebietes" (siehe Bild 5.17), werden die dort vorliegenden hohen Umfangskomponenten der Absolutströmung nicht mit erfaßt und fehlen nachher bei der Mittelwertbildung, während am Pumpeneintritt ohne wesentliche Einbuße an Genauigkeit auch der ungetriggert gemessene Wert übernommen werden kann.

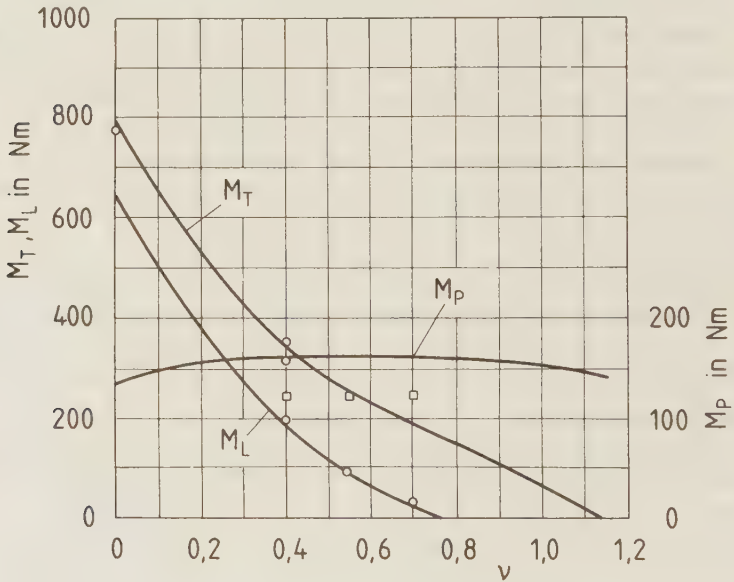


Bild 5.25. Vergleich der gemessenen Drehmomente aus Bremsmessungen mit denen aus L2F-Messungen berechneten

- aus ungetriggerten Messungen am Leitrad
und getriggerten Messungen an der Pumpe
bzw. Turbine
- aus ungetriggerten Messungen an der Pumpe
- Bremsmessung

5.2 Druckverteilungen

Während bei den L2F-Messungen der Laserstrahl über optische Fenster in den Strömungskreislauf der Versuchswandler geführt werden konnte, werden die Mehrlochsonden über in die Außenschale angebrachte Bohrungen in den Strömungskreislauf gebracht. Insbesondere kann am Leitradaustritt über einen im Gehäuse angebrachten und verschiebbaren Kulissenstein K mit einer Sonde eine Leitradeilung ausgemessen werden und ein mit Bohrungen versehener und verdrehbarer Einsatz E (Bild 5.27) ermöglicht das Ausmessen einer Teilung am Leitradeintritt.

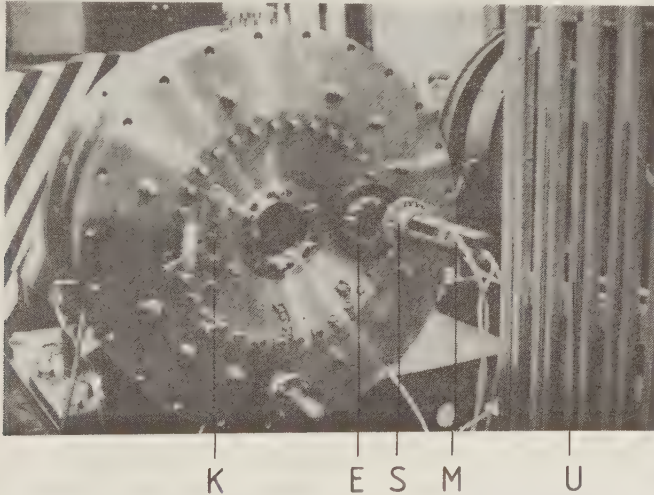


Bild 5.26. Zur Druckmessung am Leitradeintritt des Wasserwandlers, S Sondenverstelleinrichtung, M Mehrlochsonde, U U-Rohr-Säule, E verdrehbarer Einsatz, K Kulissenstein

Der im Kreislauf des Wasserwandlers örtlich gemessene Gesamtdruck p_G setzt sich aus dem Vorfülldruck p_V und dem mit der Sonde gemessenen Staudruck p_{Stau} zusammen, d.h.

$$p_G = p_V + p_{\text{Stau}} \quad (5.6)$$

Der Vorfülldruck ist im geraden Teil der äußeren Umlenkung (Meßort M_U , siehe Bild 3.9) über eine U-Rohr-Säule gemessen und während der gesamten Messung konstant gehalten worden. Dadurch sind Druckumrechnungen nicht mehr notwendig und bei der Berechnung der spezifischen Dissipationen nach Gleichung (5.17) können die mittleren Drücke der jeweiligen Meßorte direkt voneinander subtrahiert werden. Da Änderungen des Luftdruckes p_L gegenüber den gemessenen Gesamtdrücken klein sind, können diese bei der erforderlichen Differenzbildung ebenfalls in guter Näherung vernachlässigt werden.

In Bild 5.27 ist sowohl der zeitliche als auch der über der jeweiligen Kanalbreite entsprechend den Angaben im Anhang A2 gemittelte Gesamtdruck für mehrere Meßorte im Wandlerkreislauf dargestellt. Die Ausgleichskurve durch die Meßpunkte des Gesamtdruckes zeigt für den Pumpenausstritt einen Maximalwert in der Nähe des Wirkungsgradmaximums ($v=0,55$) an, während am Turbinenausstritt und in der äußeren Umlenkung für diesen Betriebspunkt das Gesamtenergieminimum ermittelt worden ist.

Die in Bild 5.28 dargestellten Gesamtdruckverteilungen in den Meßflächen M_{L2} am Leitradaustritt und M_{L1} am Leitradeintritt für die Betriebspunkte $v=0,4$, $0,55$ und $0,7$ zeigen, daß der Gesamtdruck der Strömung an der Außenschale i.a. größer ist als an der Innenschale. Während am Leitradeintritt in der Meßfläche M_{L1} die Gesamtdruckverteilung zerklüftet aussieht, ist in der Meßfläche M_{L2} am Leitradaustritt insbesondere für $v=0,55$ und $0,7$ eine deutliche Kernströmung mit höheren Energieinhalten als an den Rändern zu erkennen.

Werden diese Gesamtdruckverteilungen über dem jeweiligen Querschnitt integriert und ein Mittelwert gebildet, so zeigt der in Bild 5.29 dargestellte und über dem Drehzahlverhältnis v aufgetragene Gesamtdruckverlauf am Leitradeintritt ein Minimum bei $v=0,63$ (annähernd drallfreie Durchströmung der äußeren Umlenkung). Obwohl das Energieminimum am Leitradaustritt bei $v=0,7$ liegt, kann die betragsmäßig geringste Gesamtdruckdifferenz zwischen Leitradein- und Leitradaustritt für $v=0,55$ ermittelt werden.

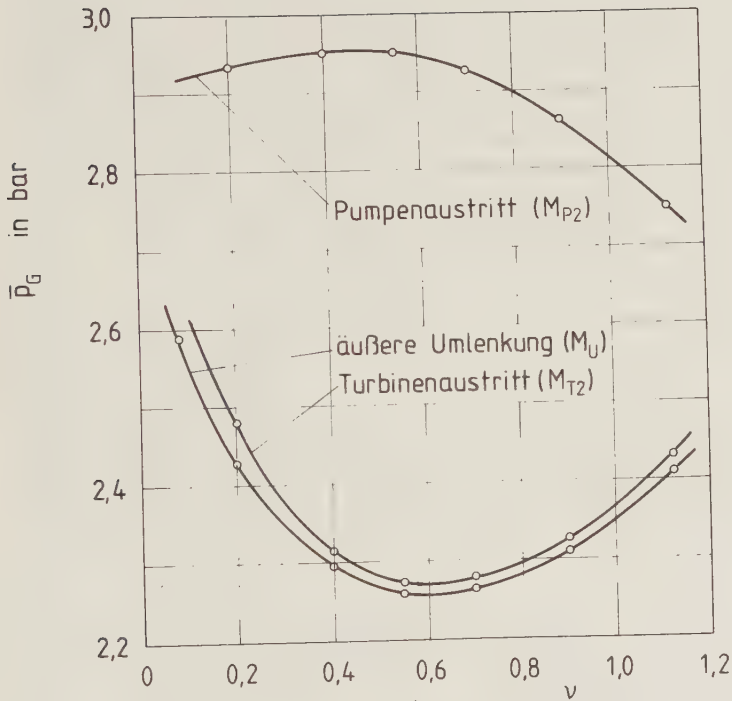


Bild 5.27. Mit Mehrlochsonden gemessener und über der Kanalbreite gemittelter Gesamtdruck $\bar{p}_G$ in den Meßorten M_{P2} (Pumpenaustritt), M_{T2} (Turbinenaustritt) und M_U (äußere Umlenkung)

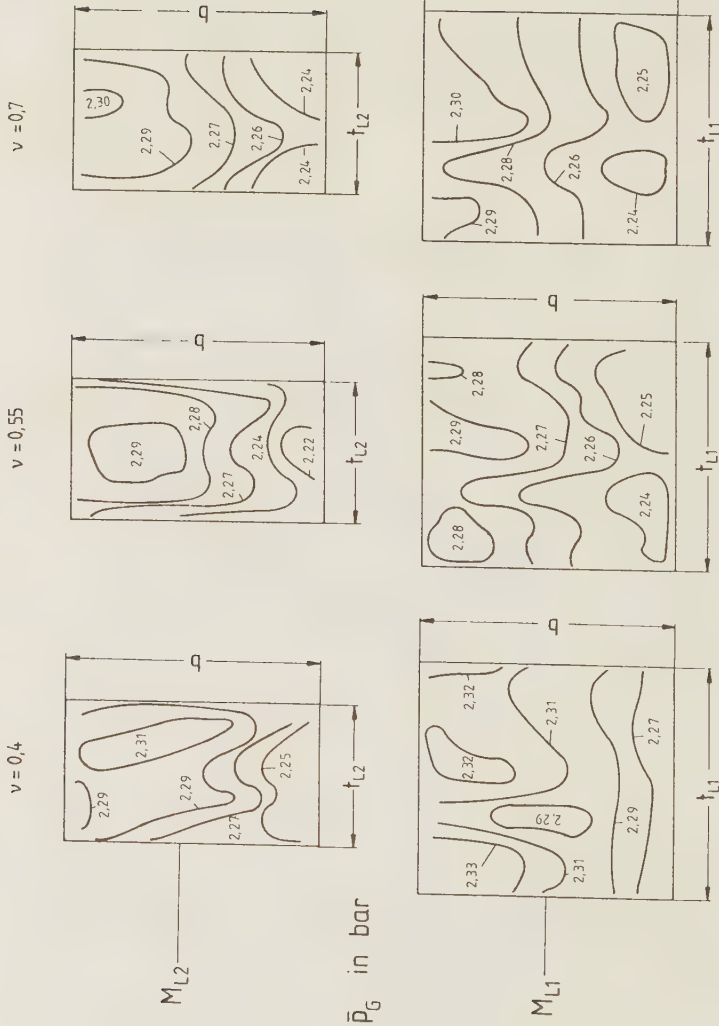


Bild 5.28. Isobaren des gemessenen Gesamtdruckes $\bar{p}_G$ in den Meßflächen M_{L1} (Eintritt) und M_{L2} (Austritt) des Leitrades, $v = 0,4, 0,55, 0,7$

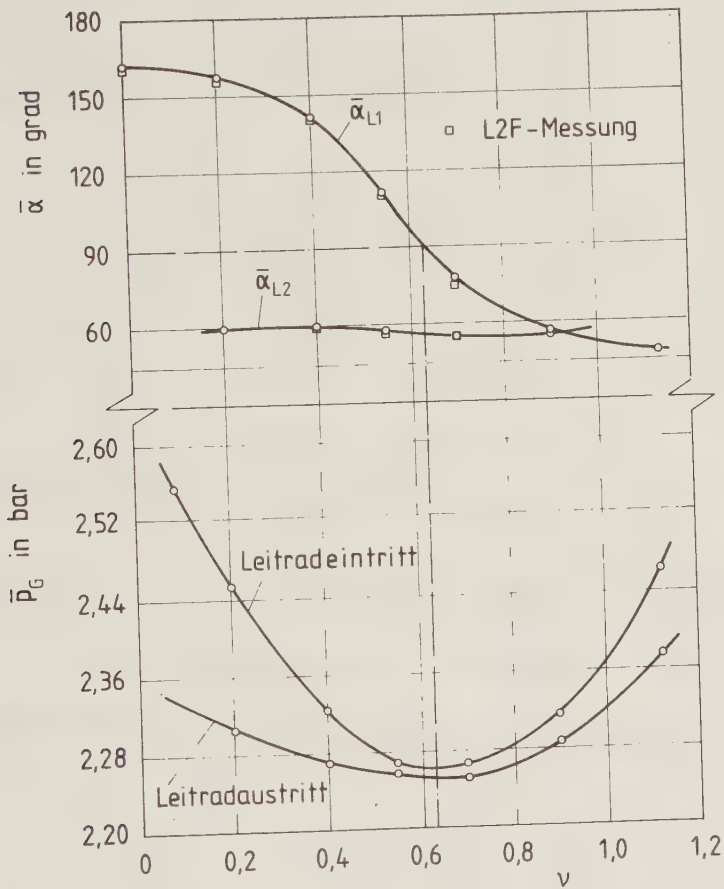


Bild 5.29. Über die Meßflächen M_{L1} (Eintritt) und M_{L2} (Austritt) des Leitrades gemittelte Gesamtdruck- ($\bar{p}_G$) und Strömungsrichtungsverläufe ($\bar{\alpha}$)

Die ebenfalls in Bild 5.29 dargestellten mittleren Strömungswinkel $\bar{\alpha}$ am Leitradein- und -austritt zeigen im Vergleich mit den ebenfalls gemittelten Strömungswinkeln aus der L2F-Messung eine sehr gute Übereinstimmung. Für $v=0,2$ und $v=0,9$ konnten am Leitradaustritt infolge der Ablösungen im Leitrادkanal den Mittelwerten aus den Sondenmessungen keine L2F-Messungen gegenübergestellt werden.

Zur Unterstützung der Messung von Gesamtdruckverteilungen, insbesondere jedoch auch zur Beurteilung der Meßergebnisse in den von Mehrlochsonden nicht erfaßten Wandbereichen, sind die statischen Wanddrücke in den in Bild 5.30 bezeichneten Meßorten gemessen und die jeweiligen Differenzen zweier im Kreislauf gegenüberliegender bzw. in Strömungsrichtung hintereinanderliegender Meßpunkte über dem Drehzahlverhältnis v aufgetragen worden.

Da der Druck p_{s1} über dem gesamten Betriebsbereich ziemlich konstant bleibt, ist der parabelförmige Verlauf der Druckdifferenz $p_{s2}-p_{s1}$ in der äußeren Umlenkung im wesentlichen auf die Veränderung des Wanddruckes am Innenkern zurückzuführen, d.h. mit abnehmend drallbehafteter Durchströmung der Umlenkung nimmt der Wanddruck p_{s2} zu und erreicht für die drallfreie Durchströmung ($v=0,63$) seinen Maximalwert.

Der von der Parabelform abweichende Verlauf der Druckdifferenz $p_{s8}-p_{s9}$, kurz vor dem Pumpeneintritt bei $v=0,85$, rührt offenbar von einer Strömungsablösung am Innenkern her, die sich schon in den Wanddruckdifferenzen $p_{s3}-p_{s4}$ und $p_{s5}-p_{s6}$ am Leitradaustritt angekündigt hat. Gleichzeitig kann auch die in den Isotachen der Leitrادströmung (siehe Bild 5.7) dargestellte Verlagerung des Geschwindigkeitsmaximums bei der Durchströmung des Leitrادkanals zum Innenkern hin anhand der in der Übersichtsskizze eingezeichneten und in Richtung ansteigender Drücke weisender Pfeile erklärt werden.

Zusammenfassend vertiefen die gemessenen Drücke bzw. Druckverteilungen die bereits mit den gemessenen Geschwindigkeitsverteilungen erhaltenen Kenntnisse über die Strömungsvorgänge im Kreislauf der untersuchten Versuchswandler und bilden die Grundlage für die in Kap. 5.3 u.a. durchgeführte Verlustanalyse.

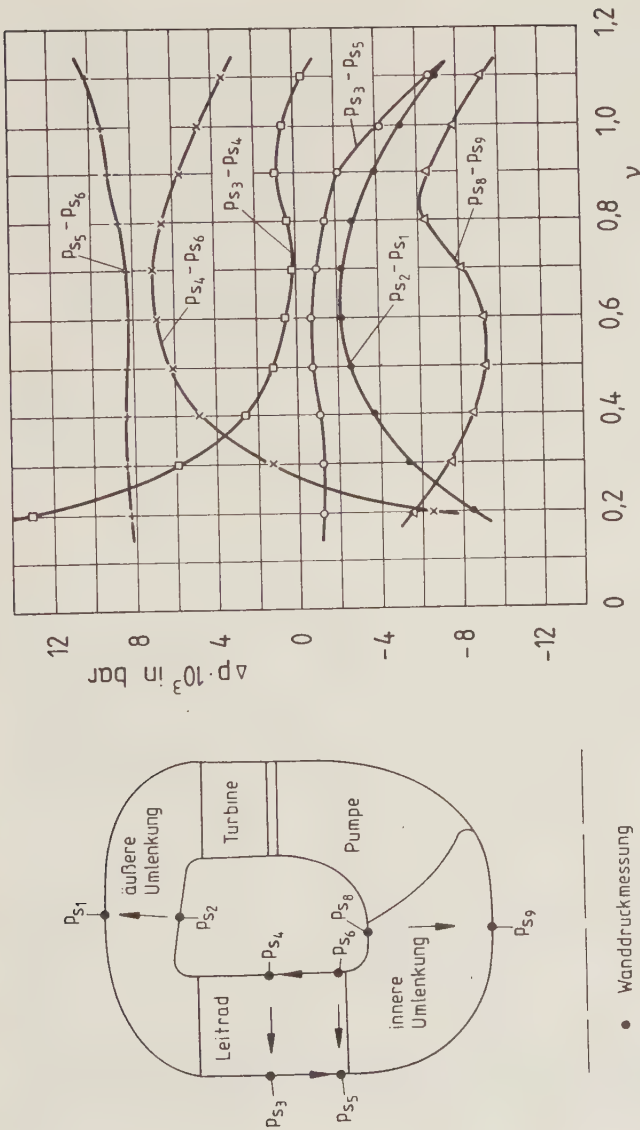


Bild 5.30. Gemessene Wanddruckverläufe im Kreislauf des Wasserwandlers

5.3 Analyse der Meßergebnisse

Die Kennlinienmessungen haben gezeigt, daß $M_p \approx \text{const}$ für einen Betriebsbereich von $0,35 < v < 0,75$ erreicht wird, was darauf schließen läßt, daß die Pumpe immer im gleichen Betriebspunkt, d.h. bei annähernd gleichem Volumenstrom und gleicher Anströmrichtung arbeitet. Bei kleineren Drehzahlverhältnissen ist der Momentabfall stärker als bei größeren. Zur näheren Untersuchung des Momentabfalls dient zunächst der aus einer Vielzahl von Geschwindigkeitsmessungen in unterschiedlichen Strömungsquerschnitten des Wandlerkreislaufs ermittelte umlaufende Volumenstrom (Bild 5.23). Aus dem Kurvenverlauf ist zu sehen, daß im Bereich $0,35 < v < 0,75$ der Volumenstrom in etwa konstant ist, während er zum Durchgangspunkt stärker zunimmt als zum Festbremspunkt hin. Wird in erster Näherung der Drall am Pumpeneintritt gleich dem Drall am Leitradaustritt gesetzt, so lautet die Gleichung zur Berechnung des Pumpenmomentes

$$M_p = \dot{V} \cdot \rho \cdot (R_{P2} \cdot \bar{c}_{P2_u} - R_{L2} \cdot \bar{c}_{L2_u}) \quad (5.7)$$

Dabei bedeuten $\bar{c}_{P2}$ und $\bar{c}_{L2}$ die jeweiligen impulsgemittelten Umfangskomponenten^u der Absolutströmung, R_{P2} und R_{L2} die Radien am jeweiligen Radaustritt, $\dot{V}$ den umlaufenden Volumenstrom und ρ die Dichte des Arbeitsfluides. Wird weiterhin eine konstante Pumpendrehzahl und die Strömungsrichtung am Pumpen- bzw. Leitradaustritt als näherungsweise unabhängig vom Drehzahlverhältnis v vorausgesetzt (d.h. β_{P2} bzw. $\alpha_{L2} \approx \text{const}$), so zeigen die konstruierten Geschwindigkeitsdreiecke (Bild 5.31), daß bei einer Zunahme des umlaufenden Volumenstromes die Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit am Pumpenaustritt c_{P2} verkleinert und in $\tilde{c}_{P2_u}$ übergeht, während sich am Leitradaustritt c_{L2} vergrößert und in $\tilde{c}_{L2_u}$ übergeht. Insgesamt wird somit die Dralldifferenz in der Pumpenmomentgleichung geringer und das Pumpenmoment sinkt. Wie die Rechnung zeigt, wird jedoch ein Teil der Dralldifferenzverkleinerung durch die Zunahme des Volumenstromes wieder kompensiert. Diese Betrachtung erklärt jedoch nicht die relativ größere Abnahme des Pumpenmomentes in der Nähe des Festbremspunktes.

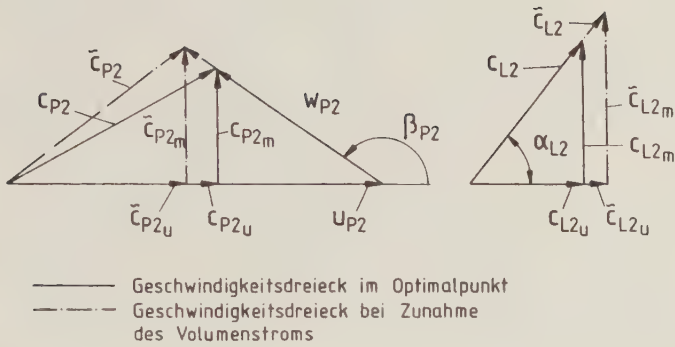


Bild 5.31. Geschwindigkeitsdreiecke am Leitrad und Pumpenaustritt

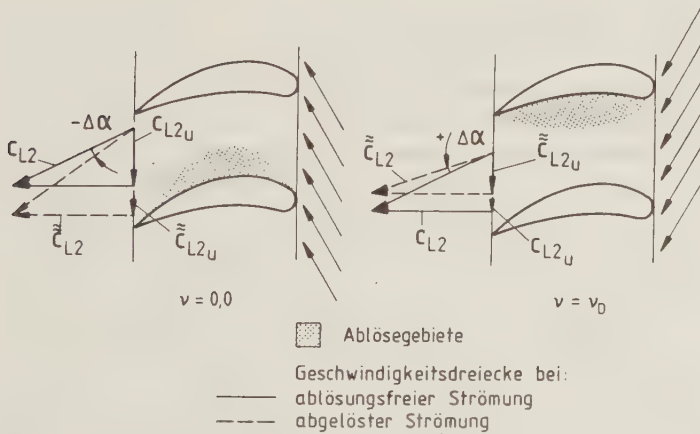


Bild 5.32. Strömungsverhältnisse am Austritt des Leitrades bei abgelöster Strömung jeweils auf einer Schau- felseite

Zur weiteren Erläuterung sollen die in Bild 5.4 dargestellten Funkenblitzaufnahmen der abgelösten Strömung im Leitrادkanal für $v=0,0$ und $v=v_D=1,1$ herangezogen werden. Diese Ablösegebiete führen einerseits zu Kanalversperrungen und andererseits zu Abweichungen der Strömungsrichtung am Leitrادaustritt [64]. In Bild 5.32 sind die Ablösegebiete im Leitrادkanal sowie die daraus resultierende Änderung der Strömungsrichtung am Leitrادaustritt qualitativ dargestellt. Da das L2F-Verfahren in abgelösten Strömungsgebieten bzw. in der Nähe solcher Gebiete infolge der dort vorherrschenden hohen Turbulenz sehr lange Meßzeiten benötigt und nur bedingt ein-satzfähig ist, sind aus einer Vielzahl von Funkenblitzaufnahmen die Strömungsrichtungen am Leitrادaustritt für die beiden Betriebspunkte $v=0,0$ und $v=1,1$ bestimmt worden. Die so ermittelten Strömungsrichtungen am Leitrادaustritt haben die im Bild 5.32 qualitativ angenommenen Winkeländerungen bestätigt. Gegenüber der ablösungsfreien Strömung im Leitrاد betragen die Winkeldifferenzen je nach Betriebspunkt $\Delta\alpha \approx +4^\circ$.

Aus den Geschwindigkeitsdreiecken sind für diese beiden Betriebspunkte $v=0,0$ und $v=1,1$ die bei abgelöster Strömung entstehenden Umfangskomponenten $\tilde{c}_{L2}$ und $\tilde{c}_{p2}$ ermittelt und in die Gleichung für das Pumpenmoment eingesetzt worden. Die in Verbindung mit dem umlaufenden Volumenstrom errechneten Pumpendrehmomente stimmen mit den Pumpendrehmomenten aus der Bremsenmessung überein, wie Bild 5.33 zeigt.

Werden die Geschwindigkeitsdreiecke unter Zuhilfenahme der getriggert am Pumpeneintritt durchgeführten L2F-Messungen für einzelne Strömungsschichten konstruiert, so zeigt sich, daß die Stoßverluste im Bereich des Saugmünddurchmessers D_S (siehe auch Bild 5.13) infolge der sich jeweils über einer Leitrادteilung t_{L2} ändernden Strömungswinkel und -geschwindigkeiten größer sind als in der fast rotationssymmetrischen Einlaufströmung von ungefähr Kanalmitte bis zur Nabe hin. Wird die Pumpenschaufel z.B. von der Leitrادkernströmung angeströmt, so sind die Fehlanströmungen größer als wenn die Nachlaufdehle der Leitradschaufel auf die Pumpenschaufel trifft.

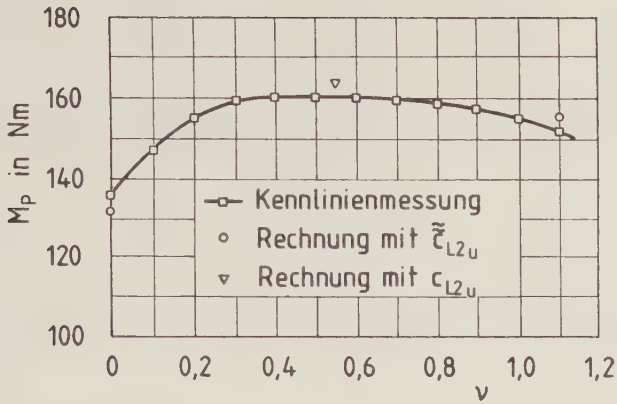


Bild 5.33. Vergleich von gemessenen und gerechneten Pumpendrehmomenten

Eine Integration der örtlichen spezifischen Stoßverluste für unterschiedliche Momentanstellungen Pumpe-Leitrad ergibt mittlere spezifische Verluste von $0,2 \text{ J/Kg} < j_{St_P} < 1,04 \text{ J/Kg}$ wobei der kleinere Wert aus der Anströmung der Nachlaufdelle und der größere Wert aus der Anströmung der Leitradkernströmung resultiert. Für den ungünstigsten Fall mit $j_{St} = 1,04 \text{ J/kg}$ beträgt die dadurch verursachte Stoßverlustleistung

$$P_{St_P} = \dot{m} \cdot j_{St_P} = 0,18 \text{ KW},$$

wobei $\dot{m} = \dot{V} \cdot \rho$ aus Bild 5.23 entnommen worden ist.

Wenn es z.B. durch konstruktive Maßnahmen an der Leitradbeschaukelung gelingen würde, auch im Bereich des Saugmünddurchmessers D_S eine rotationssymmetrische Strömung zu erzielen um damit die Stoßverluste möglichst zu vermeiden, könnte z.B. für den Betriebspunkt $v=0,4$ ein rechnerischer Wirkungsgradgewinn von

$$\Delta \eta_{St} = - P_T \left[\frac{1}{P_P - P_{St_P}} - \frac{1}{P_P} \right] \quad (5.8)$$

mit P_T = Leistungsabgabe der Turbine (-10,26 KW)
 P_P = Leistungsabgabe der Pumpe (12,34 KW)
 P_{St_P} = Stoßverlustleistung am Pumpeneintritt (0,18 KW)
 (alle Angaben für $v=0,4$)

$$\Delta \eta_{St} = + 1,2 \%$$

erwartet werden. Eine Möglichkeit hierzu wäre die Vergrößerung des Austrittsradius R_{L2} am Leitrad, d.h. eine Verkürzung der einzelnen Leitrad-schaufeln um die Länge l_k , die sich aus der Differenz der gedachten Stromlinienlängen s_M (ungefähr Beginn der rotationsymmetrischen Strömung) und s_I (volle Nachlaufdellen des Leitrades), d.h.

$$l_k = s_M - s_I$$

ergibt, wie in Bild 5.34 dargestellt ist.

Die Längen s_M und s_I können der Schnittzeichnung des Strömungskreislaufs entnommen werden und l_k ergibt sich unter Berücksichtigung der Strömungsverhältnisse am Pumpeneintritt nach Bild 5.13 zu

$$l_k = 34 \text{ mm.}$$

Wird das Teilungsverhältnis der gesuchten neuen Gitteranordnung gleich dem Teilungsverhältnis der vorhandenen Anordnung gewählt, also

$$\frac{t_{L1}}{l_L} = \frac{t_{L1}^*}{l_L^*} \quad (5.9)$$

und näherungsweise

$$l_L^* \approx l_L - l_k$$

gesetzt, so folgt für die erforderliche Schaufelzahl z_L^* der gesuchten Gitteranordnung

$$z_L^* = z_L \cdot \frac{l_L}{l_L - l_k} .$$

l_L kann aus dem Schaufelplan entnommen werden und mit $z_L=32$ Schaufeln folgt

$$z_L^* = 64 \text{ Schaufeln} .$$

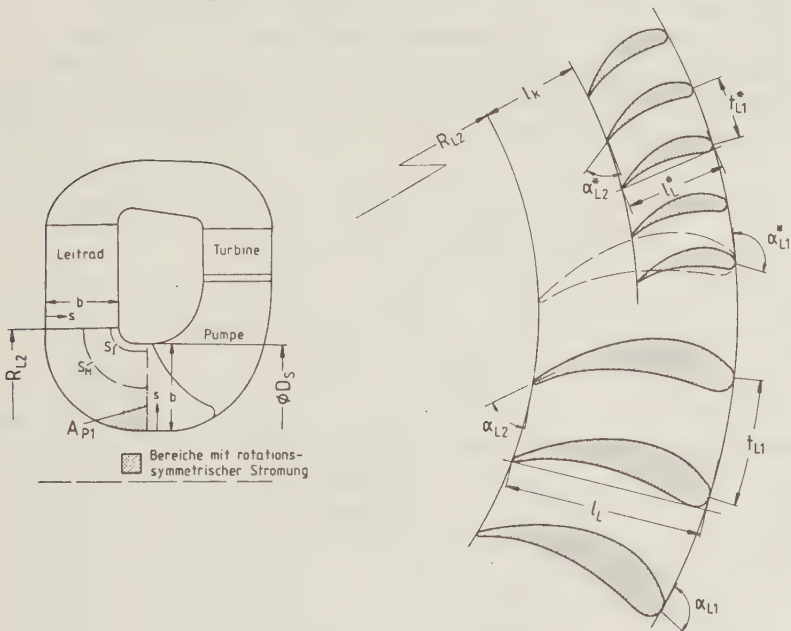


Bild 5.34. Zur Anordnung von Leitradgittern mit gleichen Teilungsverhältnissen t_{L1}/l_L

Die daraus resultierende Gitteranordnung ist zusammen mit dem ursprünglichen Leitradgitter in Bild 5.34 maßstäblich dargestellt, wobei für die Durchströmung des schaufellosen und parallelwandigen Raumes mit der radialen Erstreckung $\Delta R = l_k$ (ähnlich wie bei einem parallelwandigen Diffusor) vom Gesetz des konstanten Dralls

$$c_u \cdot R = \text{const}$$

ausgegangen worden ist, d.h. sowohl das ursprüngliche als auch das geänderte Gitter besitzen den gleichen geometrischen Schaufelaustrittswinkel α_{L2} . Der Zuströmwinkel wird vom vorhergehenden Turbinengitter aufgeprägt und es gilt daher auch $\alpha_{L2}^* = \alpha_{L2}$.

Unter der Voraussetzung einer maßstäblichen Verkleinerung der ursprünglichen Gittergeometrie bei identischen Zuströmbedingungen ist auch die sogn. Belastungszahl bzw. Gitterbelastung $c_A \cdot l/t$ [9] konstant und es folgt mit den in Bild 5.34 verwendeten Bezeichnungen

$$c_A \cdot \frac{l_L}{t_{L1}} = c_A^* \cdot \frac{l_L^*}{t_{L1}^*}$$

$$c_A \cdot \frac{l_T}{t_{L1}} = \frac{2}{c_\infty^2} \cdot \frac{c_m \cdot (c_{L2u} - c_{L1u})}{\sin \alpha_\infty - \epsilon' \cdot \cos \alpha_\infty} \quad (5.10)$$

mit

$$c_\infty = 0,5 \cdot (c_{L1} + c_{L2})$$

$$c_m = 0,5 \cdot (c_{L1m} + c_{L2m})$$

$$\alpha_\infty = \arcsin \frac{c_m}{c_\infty}$$

$$c_A = \text{Auftriebsbeiwert (siehe [9])}$$

$$\epsilon' = \text{Gleitzahl}$$

Da es sich bei der Berechnung der Gitterbelastung nur um eine Abschätzung handeln soll, kann in erster Näherung $\varepsilon' \approx 0$ angenommen werden und eine Rechnung mit den aus den L2F-Messungen ermittelten Strömungsgeschwindigkeiten und -winkeln ergibt z.B. für den Betriebspunkt mit optimalen Wirkungsgrad ($v=v_{\text{opt}}=0,55$)

$$c_A \cdot \frac{l_L}{t_{L1}} = c_A^* \cdot \frac{l_L^*}{t_{L1}^*} = 1,8 ,$$

während für $v=0,4$ ebenfalls mit den gemessenen Werten eine Gitterbelastung von

$$c_A \cdot \frac{l_L}{t_{L1}} = c_A^* \cdot \frac{l_L^*}{t_{L1}^*} = 2,52$$

errechnet worden ist, die mit kleiner werdendem Drehzahlverhältnis weiter ansteigt.

In der Literatur, z.B. bei Fister [9], wird für den Nabenschnitt eines Axialverdichters ein Wertebereich der Gitterbelastung von

$$1,5 < c_A \cdot \frac{l}{t} < 2,5$$

angegeben. Bei Überschreitung des Grenzwertes ist mit Strömungsablösungen im Schaufelkanal zu rechnen, welche in diesem Fall auch durch die Auswertung der Funkenblitzgardinen der Leitradströmung im Luftwandler (siehe Bild 5.5) für $v < 0,4$ ermittelt worden sind. Das in [9] angegebene Gitterbelastungskriterium für den Nabenschnitt eines Axialverdichters läßt sich auch in guter Näherung auf die Leitradbeschaufelung der Versuchswandler anwenden.

Ob die neue Gitteranordnung jedoch auch hinsichtlich weiterer, hier nicht näher spezifizierter Gittereigenschaften den geforderten Ansprüchen genügt, ist im Rahmen dieser Arbeit nicht weiter untersucht worden und sollte einer exakteren Strömungsrechnung vorbehalten bleiben.

Während aus der Analyse der gemessenen Strömungsgeschwindigkeiten in beiden Versuchswandlern insbesondere Fehlanströmungen an den jeweiligen Schaufeleintritten sowie Ablösegebiete hervorgehen, können aus den gemessenen Gesamtdruckverteilungen auch Rückschlüsse auf den jeweiligen Anteil der einzelnen Schaufelräder und Umlenkungen am Gesamtverlust gezogen werden.

Die Gleichung zur Bestimmung der spezifischen Verluste j läßt sich aus der Gibb'schen Fundamentalgleichung

$$\int_E^A T \cdot ds = h_A - h_E - y_{EA} \quad (5.12)$$

$$= q_{EA} + j_{EA} \quad (5.13)$$

mit	h_A, h_E	Enthalpie am Eintritt bzw. am Austritt
	y_{EA}	spezifische Druckänderungsarbeit, für inkompressible Fluide folgt:
		$y_{EA} = \frac{p_A - p_E}{\rho}$
	q_{EA}	spezifisch zu- bzw. abgeführte Wärme, hier $q_{EA} = 0$
	j_{EA}	spezifische Dissipation

und dem Energiesatz für stationär durchströmte offene Systeme

$$q_{EA} + a_{EA} = h_A - h_E + 0,5 \cdot (c_A^2 - c_E^2) + g \cdot (z_A - z_E) \quad (5.14)$$

mit	a_{EA}	spezifisch technische Arbeit
	c_A, c_E	Absolutgeschwindigkeiten am Austritt bzw. Eintritt
	z_A, z_E	geodätische Höhendifferenz ($z_A - z_E$ kann durch die mit Gl. (3.13) angegebene Korrektur des gemessenen Druckes hier vernachlässigt werden)

berechnen.

Aus den Gleichungen (5.12)-(5.14) folgt für die spezifische Dissipation

$$j_{EA} = a_{EA} - 0,5 \cdot (c_A^2 - c_E^2) - y_{EA}$$

bzw.

$$j_{EA} = 0,5 \cdot \frac{\rho}{\rho} \cdot (c_E^2 - c_A^2) + \frac{p_E - p_A}{\rho} + a_{EA}. \quad (5.15)$$

Die ersten beiden Terme in der Gleichung (5.15) entsprechen der über eine Sondenmessung ermittelten und auf die Fluid-dichte ρ bezogenen Gesamtdruckdifferenz

$$\Delta \bar{p}_{GEA} = \bar{p}_{GE} - \bar{p}_{GA}. \quad (5.16)$$

Wird Gleichung (5.16) in Gleichung (5.15) eingesetzt so folgt:

$$j_{EA} = \frac{\bar{p}_{GE} - \bar{p}_{GA}}{\rho} + a_{EA} > 0 \quad (5.17)$$

Die spezifisch technische Arbeit a_{EA} ergibt sich aus der inneren Leistung P_i und dem umlaufenden Massenstrom $\dot{m}$ zu

$$a_{EA} = \frac{P_i}{\dot{m}} = \frac{M_i \cdot \omega}{\dot{m}} \quad (5.18)$$

Die innere Leistung P_i setzt sich zusammen aus der Kupplungsleistung P_K und der mechanischen Verlustleistung P_{mech} , z.B. infolge der Lagerreibung

$$P_i = P_K + P_{\text{mech}} \quad (5.19)$$

Da insbesondere beim Wasserwandler die mechanischen Lagerverlustleistungen infolge der eingesetzten Wälzlager um Größenordnungen kleiner sind als die Pumpen- bzw. Turbinenleistungen, können in guter Näherung die jeweiligen inneren Leistungen durch die Kupplungsleistungen ersetzt werden und für die spezifisch technische Arbeit folgt

$$a_{\text{EA}} = \frac{P_K}{\dot{m}} = \frac{M_K \cdot \omega}{\dot{m}} \quad (5.20)$$

Unter Verwendung der in Bild 3.9 dargestellten Bezeichnungen der einzelnen Meßorte bzw. Meßflächen für die Messungen mit Mehrlochsonden, lauten die Gleichungen zu Berechnung der spezifischen Verluste für die einzelnen Schaufelgitter bzw. Umlenkungen:

äußere Umlenkung

$$j_U = \frac{\bar{p}_{G_{T2}} - \bar{p}_{G_{L1}}}{\rho} \quad (5.21)$$

Leitrad

$$j_L = \frac{\bar{p}_{G_{L1}} - \bar{p}_{G_{L2}}}{\rho} \quad (5.22)$$

innere Umlenkung + Pumpe

Da die Rückwirkung der Pumpe im Meßort M_{P1} , d.h. kurz vor Pumpeneintritt meßtechnisch nicht eliminiert werden kann, sind die Verluste der inneren Umlenkung dem Pumpenrad zugeschlagen worden, d.h.

$$j_P = \frac{\bar{p}_{GL2} - \bar{p}_{GP2}}{\rho} + \frac{M_P \cdot \omega_P}{\dot{m}} \quad (5.23)$$

Turbine

$$j_T = \frac{\bar{p}_{GT1} - \bar{p}_{GT2}}{\rho} + \frac{M_T \cdot \omega_T}{\dot{m}} \quad (5.24)$$

Die notwendige Mittelung des Gesamtdruckes $\bar{p}_G$ erfolgt durch Integration über den jeweiligen Meßbereich entsprechend

$$\bar{p}_G = \frac{1}{A} \int p_G(A) \cdot dA \quad (5.25)$$

wobei wegen der endlichen Anzahl von Meßpunkten eines Strömungsquerschnittes die Integration durch eine Summation ersetzt wird (siehe auch Anhang A2).

In Bild 5.35 sind die aus den Gesamtdruckmessungen entsprechend den hergeleiteten Gleichungen (5.21)-(5.24) berechneten spezifischen Verluste j über dem Drehzahlverhältnis v aufgetragen.

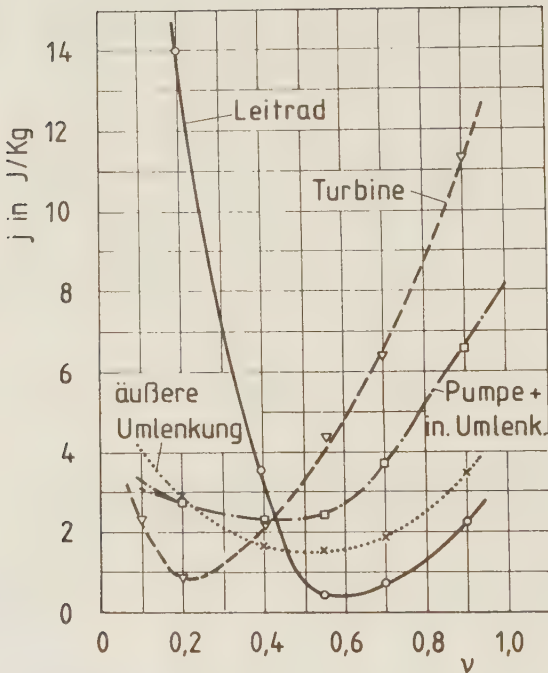


Bild 5.35. Spezifische Dissipationen der verschiedenen Beschaufelungen und Umlenkungen bei unterschiedlichen Betriebspunkten v

Verluste in der äußeren Umlenkung

Die aus den gemessenen Gesamtdrücken berechneten spezifischen Verluste in der äußeren Umlenkung zeigen einen parabolischen Verlauf mit einem Minimum in der Nähe des Optimalpunktes ($v = v_{\text{opt}} = 0,55$). Eine drallfreie Durchströmung liegt nach den Messungen für $v \approx 0,63$ vor. Werden zum Vergleich Messung-Rechnung die aus der Literatur bekannten Ansätze [15,63] zur Berechnung der spezifischen Verluste j bei der Durchströmung von Rück-

führ- bzw. Umlenkanälen herangezogen, so gehen diese i.a. von einer Strömung durch ein gekrümmtes Rohr aus und berücksichtigen die drallbehaftete Durchströmung eines Umlenkanals dadurch, daß der Krümmungsradius einer äquivalenten Strömung durch ein gekrümmtes Rohr mit zunehmenden Drallwinkel vergrößert wird. So gilt z.B. nach Ergebnissen von Ito [71] für einen 90° -Krümmer

$$j = \frac{\pi}{4} \cdot \sqrt{\frac{R}{r}} \cdot \frac{0.138 \cdot [0.95 + 17.2 \cdot (\frac{r}{R})]^{-1.96}}{[Re \cdot (\frac{r}{R})]^{0.17}} \cdot c_m^2 \quad (5.26)$$

mit

$$\frac{r}{R} = \frac{\text{lichter Rohrradius}}{\text{Krümmungsr. d. Rohres}}$$

$$Re = \frac{c_m \cdot 2 \cdot r}{v}$$

Durch die Verkleinerung des Verhältnisses r/R , d.h. Vergrößerung des Krümmungsradius R nehmen die reibenden Oberflächen der benetzten Kanalinnenwand zu (wie auch bei der drallbehafteten Durchströmung der Umlenkung) und die Verluste steigen an.

Bei der Übertragung dieses Modells auf die äußere Umlenkung des Wandlers kommt es jedoch zu einem Widerspruch insofern, als die Verluste z.B. bei einer Durchströmung

$$\alpha_U = \alpha_U' - 20^\circ, \quad (5.27a)$$

entsprechend einem Drehzahlverhältnis von $v=0.85$, um ca. 80% höher liegen als bei der Durchströmung mit

$$\alpha_U = \alpha_U' + 20^\circ \quad (5.27b)$$

entsprechend einem Drehzahlverhältnis von $v=0.50$, wobei α_U' dem Winkel bei drallfreier Durchströmung entspricht und

90° beträgt. Gestützt auf die L2F- und Sondenmessungen, die für $v > 0,7$ am Innenkern zunehmend größere Ablösegebiete aufgezeigt haben, kann man sich den Gesamtverlust in der äußeren Umlenkung aus zwei unterschiedlichen und sich überlagernden Einflüssen zusammengesetzt denken. Ein Einfluß rührt aus Reibungs- und Krümmungseffekten her, ist vom Drallwinkel α_U abhängig und weist einen parabolischen Verlauf mit einem Minimum für die drallfreie Durchströmung auf. Ein zusätzlicher Einfluß ist auf die mit größer werdendem Drehzahlverhältnis v bzw. zunehmender Turbinendrehzahl N_T festgestellten und in hohem Maße am Gesamtverlust beteiligten Ablösungen am Innenkern für $v > 0,7$ zurückzuführen. Außerdem nimmt für $v > 0,55$ in den konstruierten Geschwindigkeitsdreiecken für den Turbinenaustritt (gleich Eintritt in die Umlenkung) bei weiterer Steigerung der Turbinendrehzahl N_T die Absolutgeschwindigkeit $c_{T2} = c_U$ zu, was weiterhin zu erhöhten Reibungsverlusten in der äußeren Umlenkung führt.

Zur Erläuterung der spezifischen Verluste in den Schaufelgittern Pumpe, Turbine und Leitrad soll angenommen werden, daß sich der Gesamtverlust j für alle Drehzahlverhältnisse v nur aus Reibungs- und Stoßverlusten entsprechend Gleichung (5.28)

$$j = j_R + j_{St} \quad (5.28)$$

zusammensetzt. Während die Reibungsverluste j_R die durch Reibung des Fluids an den Kanalwänden entstehenden Verluste berücksichtigen, kennzeichnen die Stoßverluste j_{St} die infolge falscher, d.h. nicht schaufelkongruenter Anströmung der Schaufelgitter auftretenden Verluste. Obwohl insbesondere L2F-Messungen gezeigt haben, daß die Winkelverteilungen am Eintritt in das jeweilige Schaufelgitter über der Schaufelhöhe i.a. unterschiedlich sind und daher eine völlig "stoßfreie" Anströmung in keinem Betriebspunkt erwartet werden kann, ist für die Aufteilung der Stoß- und Reibungsverluste angenommen worden, daß im jeweiligen Gesamtverlustminimum (Bild 3.35) der einzelnen Schaufelgitter nur Reibungs- und keine Stoßverluste zu

verzeichnen sind. Wird weiterhin angenommen, daß die Reibungsverluste proportional dem Quadrat der Strömungsgeschwindigkeit sind, lassen sich auch die Reibungsverluste in den anderen Betriebspunkten zu

$$j_R = j_R' + \Delta j_R \quad (5.29a)$$

mit

$$j_R' = j \Big|_{\frac{\partial j}{\partial v} = 0}$$

und

$$\Delta j_R = j_R' \cdot \left[\frac{c(v)^2}{c'^2} - 1 \right]. \quad (5.29b)$$

Statt der Strömungsgeschwindigkeiten c können auch die dazu proportionalen Meridianflußzahlen φ benutzt werden

$$\Delta j_R = j_R' \cdot \left[\frac{\varphi(v)^2}{\varphi'^2} - 1 \right]. \quad (5.29c)$$

Wird Gleichung (5.29c) in Gleichung (5.29a) eingesetzt, so folgt für den Reibungsverlust bestimmter Punkte der Kennlinie

$$j_R = j_R' \cdot \left[\frac{\varphi(v)}{\varphi'} \right]^2, \quad (5.29)$$

wobei für das jeweilige Drehzahlverhältnis v die Meridianflußzahl $\varphi = \varphi(v)$ aus Bild 5.24 und j_R' für das Verlustminimum aus Bild 5.35 entnommen worden ist.

Die Stoßverluste können für die einzelnen Betriebspunkte durch Differenzbildung unter Zuhilfenahme der Gleichungen (5.28) und (5.29) zu

$$j_{St} = j - j_R' \cdot \left[\frac{\varphi(v)}{\varphi'} \right]^2 \quad (5.30)$$

berechnet werden und sind zusammen mit den über Gleichung (5.29) ermittelten Reibungsverlusten in Bild 5.36 dargestellt.

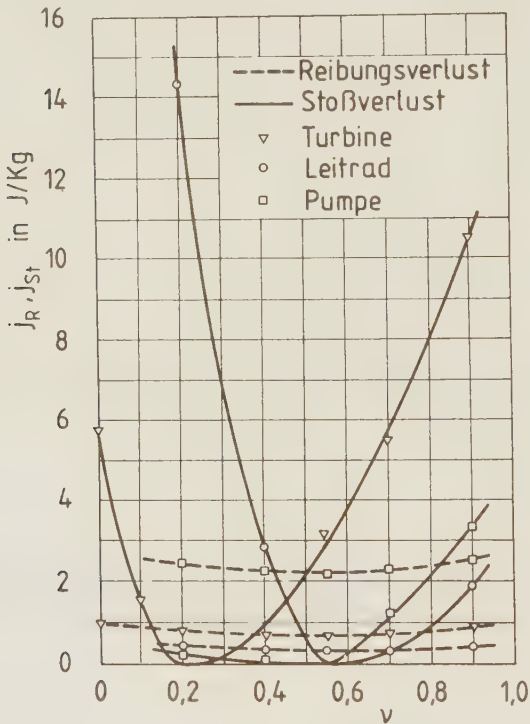


Bild 5.36. Aufteilung der spezifischen Dissipationen j in Stoß- und Reibungsverluste für die Pumpe, die Turbine und das Leitrad

Verluste im Leitrad

Die Reibungsverluste im Leitrad liegen im gesamten Betriebsbereich unter 0,5 J/Kg und sind damit am Gesamtverlust des Wandlers nur in geringem Maße beteiligt. Die Stoßverluste nehmen mit fallendem Drehzahlverhältnis (vom Minimum aus betrachtet) stärker zu als mit ansteigenden Drehzahlverhältnis. Während eine annähernd schaufelkongruente Anströmung bei $v=0,55$

mit $\bar{\alpha}_{L1}^* \approx 108^\circ$ ermittelt worden ist, beträgt bei $v=0,2$ der mittlere Anströmwinkel $\bar{\alpha}_{L1} \approx 158^\circ$ und $\bar{\alpha}_{L1} \approx 58^\circ$ bei $v=0,9$. Obwohl in beiden Fällen der Fehlanströmwinkel

$$\Delta\alpha = |\bar{\alpha}_{L1}^* - \bar{\alpha}_{L1}| = 50^\circ$$

beträgt, ist der Stoßverlust für $v=0,2$ ca. 8 mal größer als für $v=0,9$. In Bild 6.4 (Seite 167) kann anhand der dort gezeigten Polare für ein Schaufelprofil dieser Zusammenhang insofern bestätigt werden, als auch dort für einen Bauchstoß der Profilwiderstandsbeiwert c_W wesentlich größer ist als für einen Rückenstoß.

Nach Bild 5.37 liegt z.B. für $v=0,0$ eine Anströmung mit relativ großem Anströmwinkel $\bar{\alpha}_{L1}$ vor.

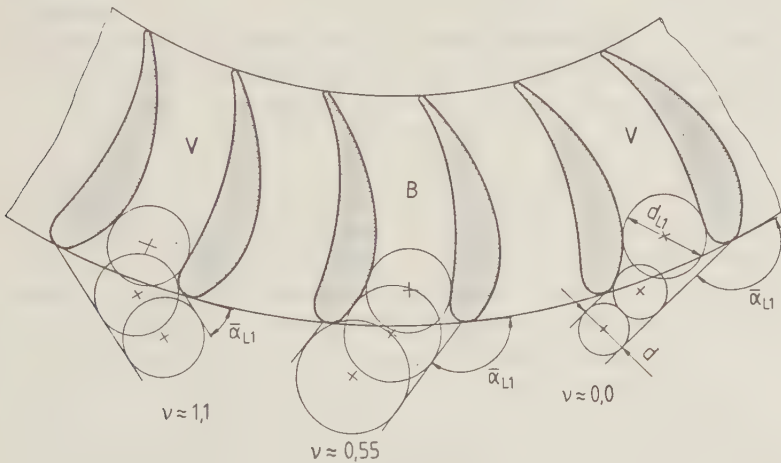


Bild 5.37. Darstellung der geometrischen Verhältnisse für die Strömung am Leitradeneintritt,
 V verzögerte Strömung am Eintritt, B beschleunigte Strömung am Eintritt

Die der Schaufelteilung entsprechend eingezeichneten Dickenkreise zeigen eine starke Verzögerung von der ungestörten

Zuströmung bis zum Eintritt in den Schaufelkanal an. Mit zunehmenden Drehzahlverhältnis v wird der Anströmwinkel α_{L1} kleiner und entspricht für $v=0,55$ annähernd dem durch die Schaufelgeometrie vorgegebenen stoßfreien Eintrittswinkel $\bar{\alpha}_{L1} = \bar{\alpha}_{L1}^{opt}$. Bei weiterer Steigerung der Drehzahlverhältnisses nimmt der Anströmwinkel $\bar{\alpha}_{L1}$ weiter ab, die Beschleunigung der Strömung im Eintrittsbereich des Schaufelkanals verringert sich und geht für $v=1,1$ wieder in eine leicht verzögerte Strömung über. Es ist bekannt, daß verzögerte Strömungen i.a. infolge der verstärkten Neigung zu Grenzschichtablösungen in höherem Maße verlustbehafteter sind als beschleunigte Strömungen [9,72]. Die weiterhin noch bei den vorliegenden großen Anströmwinkeln $\bar{\alpha}_{L1}$ vorhandene hohe Gitterbelastung $c_A \cdot l/t_{L1}$ führt dazu, daß die Strömung nicht mehr der Schaufelgeometrie folgt, sondern je nach Größe der Fehlanströmung zu mehr oder weniger weit in den Schaufelkanal hineinreichenden Ablösungen führt, wie z.B. die Funkenblitzaufnahmen in Bild 5.4 gezeigt haben. Aus den Meßergebnissen kann weiterhin gefolgert werden, daß der in der eindimensionalen Theorie häufig gemachte Ansatz zur Berechnung der Stoßverluste (Herleitung siehe Anhang A1)

$$j_{St} = \frac{1}{2} \cdot \zeta_{St} \cdot \bar{w}_{St}^2 \quad (5.31)$$

mit einem als konstant angenommenen Stoßverlustfaktor ζ_{St} die Stoßverlustvorgänge nur ungenügend beschreiben kann.

Verluste im Turbinenrad

Die Reibungsverluste der Turbine liegen über dem gesamten Drehzahlverhältnis unter 1 J/Kg und sind damit ebenfalls nur in geringem Maße am Gesamtverlust im Wandlerkreislauf beteiligt.

Obwohl die reibenden Schaufel- bzw. Kanaloberflächen von Leitrad und Turbine annähernd gleich groß sind, liegen die Reibungsverluste in der Turbine höher als im Leitrad, was einerseits auf

die ca. doppelt so große Strömungsgeschwindigkeit w_T im Schaufelkanal der Turbine gegenüber der Geschwindigkeit c_L im Leitradkanal andererseits aber auch auf die im Gegensatz zum Leitrad rotierende Turbine zurückgeführt werden kann.

Das Minimum der Stoßverluste liegt bei $v=0,2$ (Bild 5.36). Bei Drehzahlverhältnissen $v<0,2$ ist die Steigung der Stoßverlustparabel betragsmäßig größer als im Bereich $0,2<v<0,7$. Mit Hilfe der Umfangsgeschwindigkeit u_{T1} am Turbineneintritt, dem aus der L2F- bzw. Sondenmessung in der Meßfläche $A_{P2=T1}$ bzw. $M_{P2=T1}$ ermittelten mittleren Strömungswinkel $\bar{\alpha}_{P2=T1}$ sowie der Meridiansgeschwindigkeit c_{T1m} kann für die einzelnen Betriebspunkte aus dem in Bild 5.38 dargestellten Geschwindigkeitsdreieck der relative Strömungswinkel β_{T1}^* zu

$$\tan(180^\circ - \beta_{T1}^*) = \frac{c_{T1m}}{c_{T1} \cdot \cos \alpha_{T1} - u_{T1}} \quad (5.32)$$

errechnet werden. Aus den für die jeweiligen Drehzahlverhältnisse $v=0,2$, $v=0,55$ und $v=1,1$ in der ungestörten Zuströmung und am Kanaleintritt eingezeichneten Dickenkreisen ist zu entnehmen, daß für $v=0,2$ eine leichte Beschleunigung der Relativströmung am Kanaleintritt erfolgt, die sich mit zunehmendem Drehzahlverhältnis bis $v=0,7$ vergrößert und dann wieder in eine verzögerte Relativströmung für $v=1,1$ übergeht.

Liegt im Schaufelkanaleintritt also eine Verzögerung der Strömung vor (hier für $0,0<v<0,2$ und $v>0,7$) so ist bei der Turbine, wie auch beim Leitrad, der Anstieg der Stoßverlustparabel größer als für den Betriebsbereich mit beschleunigter Strömung am Eintritt (hier für $0,2<v<0,7$).

Verluste im Pumpenrad

Die Pumpe weist von allen drei untersuchten Schaufelgittern den höchsten Reibungsverlust auf. Obwohl die reibenden Ober-

flächen bei der Pumpe insgesamt kleiner sind als bei der Turbine bzw. beim Leitrad, müssen aus meßtechnischen Gründen, wie bereits erwähnt, die Verluste der inneren Umlenkung den Verlusten der Pumpe zugeschlagen werden. Dadurch sind in den Reibungsverlusten der Pumpe auch die bei der Durchströmung der inneren Umlenkung zusätzlich auftretenden Krümmungsverluste enthalten.

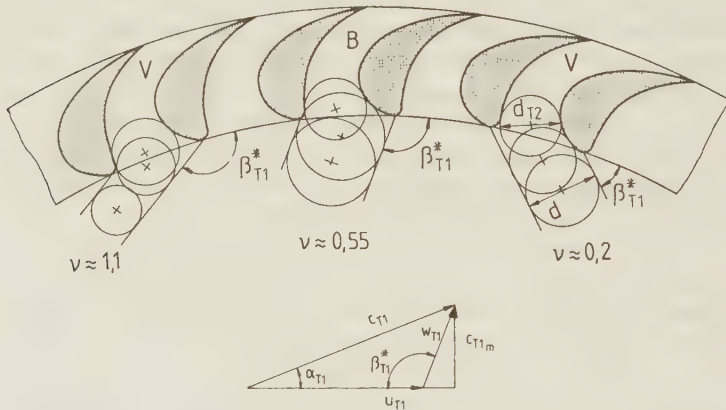


Bild 5.38. Darstellung der geometrischen Verhältnisse für die Strömung am Turbineneintritt, V verzögerte Relativströmung am Eintritt, B beschleunigte Relativströmung am Eintritt

Die Stoßverluste zeigen in Bild 5.36 bis $v \approx 0,6$ einen betragsmäßig unter den Reibungsverlusten liegenden Verlauf, was auf eine im Mittel relativ saubere Zuströmung im Bereich $0,2 < v < 0,6$ aus dem Leitrad schließen läßt. Der Anstieg der Stoßverluste bei Drehzahlverhältnissen $v > 0,6$ rührt aus Fehlanströmungen infolge der sich aus dem Leitrad am Innenkern fortpflanzenden Ablösegebiete her. Da die Winkeländerungen am Pumpeneintritt sich über dem gesamten Betriebsbereich im Mittel nicht sehr

stark ändern ($\Delta \bar{\beta}_p \approx \pm 4^\circ$), ist hier auf eine Interpretation der Verlustkurven, insbesondere bei den Eintrittsstoßvorgängen, verzichtet worden.

Insgesamt kann jedoch gesagt werden, daß die Relativströmung im Pumpenrad vom Eintritt bis zum Austritt beschleunigt ist (siehe auch Bild 5.15) und damit im wesentlichen die zugeführte spezifisch technische Arbeit a_p im Laufrad in kinetische Energie umgesetzt wird. Das ermittelte "Wake-Gebiet" an der Deckscheibenseite des Pumpenrades ist nicht wandlertypisch, sondern auch schon bei radialen Verdichterrädern [8,9,52], insbesondere im Teillastbereich beobachtet worden.

Bestimmung von Reibungs- und Stoßverlustkoeffizienten

Neben einer vertiefenden Kenntnis der räumlichen Strömungsvorgänge im Kreislauf der beiden Versuchswandler, können insbesondere die aus den Gesamtdruckmessungen ermittelten Reibungs- und Stoßverluste dazu dienen, die bei der Vorausberechnung von Kennlinien hydrodynamischer Wandler bisher nur global ermittelten bzw. geschätzten Reibungs- und Stoßverlustkoeffizienten für die einzelnen Schaufelgitter zu quantifizieren.

Reibungsverlustkoeffizienten

I.a. wird der Reibungsverlust in Anlehnung an das Rohrreibungsgesetz [9] zu

$$j_R = \lambda^* \cdot \frac{l}{d_h} \cdot \frac{w^2}{2} \quad (5.33)$$

berechnet, wobei λ^* die sogn. Rohrreibungszahl, l die Rohrlänge, d_h der hydraulische Rohrdurchmesser und w die mittlere Strömungsgeschwindigkeit im Rohr darstellen. Die Rohrreibungszahl kann aus dem Rohrwidestandsdiagramm entnommen werden und ist sowohl von der Reynoldszahl Re

$$Re = \frac{w \cdot d_h}{\nu}, \quad (5.34)$$

als auch von der Rauigkeit der von der Strömung benetzten Oberflächen abhängig.

Bei der Übertragung des Rohrreibungsgesetzes auf die Verhältnisse im Strömungskreislauf von Wandlern, wird zur Vereinfachung in Gleichung (5.33) die Rohrreibungszahl λ^* sowie der Quotient l/d_h zu einem Reibungsverlustkoeffizienten $\bar{\lambda}_R$,

$$\bar{\lambda}_R = \lambda^* \cdot \frac{l}{d_h} \quad (5.35)$$

zusammengefaßt und die Geschwindigkeit w häufig als Mittelwert aller am Austritt der jeweiligen Schaufelgitter und Umlenkungen vorliegenden Strömungsgeschwindigkeiten gem.

$$\bar{w}^2 = \frac{1}{n} \sum_{j=1}^n w_{j2}^2 \quad (5.36)$$

gebildet. Somit geht Gleichung (5.33) über in

$$j_R = \frac{1}{2} \cdot \bar{\lambda}_R \cdot \bar{w}^2. \quad (5.37)$$

Während die theoretische Ermittlung des Reibungsverlustkoeffizienten $\bar{\lambda}_R$, z.B. nach dem Rohrwiderstandsdiagramm (Bild 5.39), infolge der im Entwurfsstadium noch fehlenden Angaben über die im Strömungskreislauf vorliegende Reynoldszahl, Oberflächenbeschaffenheit und geometrische Formgebung der strömungsführenden Kanäle i.a. nicht möglich ist, kann die experimen-

telles Ermittlung aus den nach der Fertigstellung der Wandler auf dem Prüffeld gemessenen Kennlinien auch nur unter den folgenden, z.T. weitgehenden Einschränkungen [31] ermittelt werden:

1. $\bar{\lambda}_R$ ist im gesamten Strömungskreislauf, d.h. in allen Schaufelgittern und Umlenkungen konstant.
2. $\bar{\lambda}_R$ ist unabhängig vom Betriebspunkt.

Diese Einschränkung ist z.B. nur dann zutreffend, wenn die Reynoldszahl Re über den gesamten Betriebsbereich annähernd konstant ist

3. Alle Schaufelgitter besitzen den gleichen Auslegungspunkt, d.h. $v_{Op} = v_{Ot} = v_{Ol}$.

Diese Einschränkung trifft i.a. nicht zu, da zur Verbreiterung der Wirkungsgradkennlinien häufig die Auslegungspunkte der einzelnen Schaufelgitter unterschiedlich gewählt und somit im Punkt des optimalen Wirkungsgrades nicht nur Reibungs- sondern auch Stoßverluste im Strömungskreislauf auftreten.

Unter Beachtung der Einschränkungen folgt für den Reibungsverlust im Optimalpunkt

$$j_R(v=v_{opt}) = a_p \cdot (1 - \eta_{opt}) \quad (5.38)$$

der nach Gleichung (5.37) auch durch

$$j_R(v=v_{opt}) = \frac{1}{2} \cdot \bar{\lambda}_R \cdot \bar{w}^2$$

berechnet werden kann. Aus beiden Gleichungen kann der Reibungsverlustkoeffizient zu

$$\bar{\lambda}_R = \frac{2 \cdot a_p \cdot (1 - \eta_{opt})}{\bar{w}^2} \quad (5.39)$$

ermittelt werden. Der unter diesen Voraussetzungen aus den Kennlinien des Wasserwandlers (Bilder 4.4 und 4.5) nach Gleichung (5.39) ermittelte Reibungsverlustkoeffizient beträgt

$$\bar{\lambda}_R \approx 0,22$$

und steht in recht guter Übereinstimmung mit den in der Literatur angegebenen Werten (Tabelle 5.1).

Tabelle 5.1. In der Literatur verzeichnete Reibungsverlustkoeffizienten $\bar{\lambda}_R$

Autor	Lit.- stelle	Größenordnung	Bemerkungen
Büttner, S.	[4]	$\bar{\lambda}_R = \frac{1}{d_h} \cdot 0,316 \cdot \text{Re}^{-\frac{1}{4}}$	Blasius-Gesetz
Diederichs, M.	[6]	$0,2 < \bar{\lambda}_R < 0,25$	im Mittel $\bar{\lambda}_R = 0,2$
Herbertz, R.	[28]	$\bar{\lambda}_R = 0,2$	$\bar{\lambda}_R = 0,125$, aber Erhöhung auf $\bar{\lambda}_R = 0,2$ weil Einlaufströmung infolge Rotation der Kanäle vorliegt
Kickbusch, E.	[31]	$\bar{\lambda}_R = 0,2$	$\lambda^* = 0,02$ $1/d_h \approx 5$
Lucas, B.	[38]	$0,2 < \bar{\lambda}_R < 0,3$	

Da der Stoßverlust gem. Einschränkung 3. im Wirkungsgradmaximum zu Null angenommen wird, erklärt sich auch die nur für diesen Betriebspunkt i.a. recht gute Übereinstimmung zwischen eindimensionaler Rechnung und Kennlinienmessung bezüglich des Wirkungsgrades.

Die Einschränkungen 1.-3. konnten bei den im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten detaillierten Messungen aufgegeben werden und aus den Bildern 5.35 und 5.36 können z.B. für den Optimalpunkt $v=0,55$ folgende spezifischen Reibungs- bzw. Stoßverluste entnommen werden:

$$\sum j_R(v=v_{opt}) = j_{R_U} + j_{R_L} + j_{R_T} + j_{R_P} = 5,02 \text{ J/Kg}$$

$$\sum j_{St}(v=v_{opt}) = j_{St_L} + j_{St_P} + j_{St_P} = 4,12 \text{ J/Kg}$$

Die Ergebnisse zeigen also, daß im ausgemessenen Versuchswandler die Stoß- und Reibungsverluste im Optimalpunkt in fast gleicher Größe vorliegen und die Einschränkung 3. hier zu falschen Zahlenwerten führt. Der sich aus den angegebenen Werten ergebende globale Reibungsverlustkoeffizient folgt z.B. mit $j_R = 5,02 \text{ J/Kg}$ zu

$$\bar{\lambda}_R = 0,10$$

und ist damit bereits wesentlich kleiner als die in Tabelle 5.1 angegebenen Werte. Eine weitere Aufschlüsselung gem. Gleichung (5.37) liefert für die einzelnen Schaufelgitter bzw. Umlenkungen:

$$\bar{\lambda}_{R_L} \approx 0,021$$

$$\bar{\lambda}_{R_T} \approx 0,029$$

$$\bar{\lambda}_{R_P} \approx 0,095$$

$$\bar{\lambda}_{R_U} \approx 0,186$$

Diese Werte können für den Wasserwandler in guter Näherung als unabhängig vom Drehzahlverhältnis angesehen werden.

Zum Vergleich bzw. zur Interpretation der ermittelten Reibungsverlustkoeffizienten $\bar{\lambda}_R$, soll für die prismatischen Schaufeln von Turbine und Leitrad das in Bild 5.39 dargestellte Rohr-widerstandsdiagramm herangezogen werden.

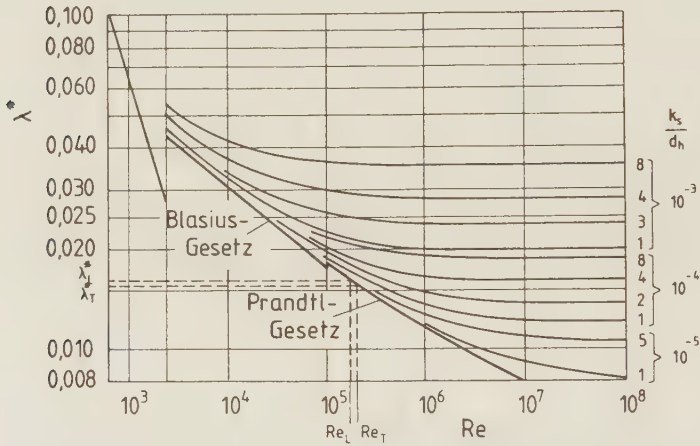


Bild 5.39. Rohr-Widerstandsdiagramm
(leicht geändert aus [9] entnommen)

Tabelle 5.2. Angaben zur Ermittlung von Rohrreibungszahlen λ^* aus dem Rohr-Widerstandsdiagramm und Vergleich mit den aus eigenen Messungen ermittelten Werten $\bar{\lambda}_R$

	Re (-)	d_h (mm)	l (mm)	l/d_h (-)	$\bar{\lambda}_R$ (-)	λ^* Gl. (5.35) (-)	λ^* Bild 5.39 (-)
Turbine	$1,8 \cdot 10^5$	15,9	30	1,88	0,029	0,0111	0,0151
Leitrad	$1,6 \cdot 10^5$	30,0	55	1,84	0,021	0,0152	0,0158

In Tabelle 5.2. sind die zur Ermittlung von Rohrreibungszahlen λ^* aus dem Rohrwiderstandsdiagramm notwendigen Angaben zusammengefaßt, wobei hydraulisch glatte Strömungskanalbegrenzungen vorausgesetzt worden sind (keine Abhängigkeit von k_s/d_h) und somit die Rohrreibungszahlen für die Turbine und das Leitrad aus dem für diesen Re-Bereich gültigen Prandtl'schen Gesetz

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2 \cdot \log(\text{Re} \cdot \sqrt{\lambda}) - 0,8 \quad (5.40)$$

errechnet werden können. Während die Übereinstimmung der über eine Rückrechnung aus Gleichung (5.35) ermittelten Rohrreibungszahlen für das nicht rotierende Leitrad als sehr gut bezeichnet werden kann, ist die für die rotierende Turbine ermittelte Rohrreibungszahl im Gegensatz zur Rohrreibungszahl aus dem Widerstandsdiagramm etwas zu klein.

Da die Reibungsverluste der Pumpe aus meßtechnischen Gründen den Reibungsverlusten der inneren Umlenkung zugeschlagen worden sind, kann die Pumpenradströmung in erster Näherung wie die Durchströmung eines 90° -Krümmers und die äußere Umlenkung wie die Durchströmung eines 180° -Krümmers betrachtet werden. Zahn [63] hat u.a. solche Krümmer untersucht und gibt z.B. als Verhältnis der Verlustzahlen von einem 180° gekrümmten Rohr (λ_{180}^*) zu einem gleichlangen geraden Rohr (λ^*)

$$\frac{\lambda_{180}^*}{\lambda^*} = 6,3$$

an. Mit dem als Vergleich in etwa analogen Verhältnis der Reibungsverlustkoeffizienten der Umlenkung $\bar{\lambda}_{RU}$ und des Leitrades $\bar{\lambda}_{RL}$ folgt

$$\frac{\bar{\lambda}_{RU}}{\bar{\lambda}_{RL}} = 6,4$$

und das von Zahn theoretisch ermittelte Ergebnis kann in diesem Fall durch Messungen sehr gut bestätigt werden.

Stoßverlustkoeffizienten

Die neben den Reibungsverlusten im Strömungskreislauf auftretenden Stoßverluste werden in der eindimensionalen Theorie i.a. mit dem Ansatz

$$j_{St} = \frac{1}{2} \cdot \zeta_{St} \cdot w_{St}^2 \quad (5.41)$$

berechnet, wobei w_{St} die sogn. Stoßgeschwindigkeit (siehe Anhang A1, Bilder A5 und A6) und ζ_{St} den Stoßverlustkoeffizienten bezeichnet. Wie die nachstehende Tabelle 5.3 zeigt, wird dieser Koeffizient häufig zu $\zeta_{St}=1$ gewählt.

Tabelle 5.3. In der Literatur angegebene Stoßverlustkoeffizienten ζ_{St}

Autor	Lit.- stelle	Größenordnung	Bemerkungen
Büttner, S.	[4]	$\zeta_{St}=1$	symmetr. Wandler
Denes, R.	[5]	$\zeta_{St}=1$	symmetr. Wandler
Diederichs, M.	[6]	$\zeta_{St}=1$	symmetr. Wandler
Hennings, W.	[27]	$\zeta_{St}=1$	versch. Wandler (Theorie+Experiment)
Herbertz, R.	[28]	$\zeta_{St}=1$	symmetr. Wandler (Theorie+Experiment)
Kickbusch, E.	[31]	$0,5 < \zeta_{St} < 0,7$	bezieht sich auf Arbeiten von [29]
Nagornaya, I.	[42]	$0,4 < \zeta_{St_T} < 1,2$ $1,2 < \zeta_{St_P} < 1,8$	verzögerte Strömung im Schaufeleintrittsbereich, kleine schaufelfreie Räume
Pfleiderer, C.	[72]	$0,5 < \zeta_{St} < 0,7$	Kreiselpumpen

Da die Stoßverluste j_{st} für die einzelnen Schaufelgitter nach Bild 5.36 und die zugehörigen Stoßkomponenten aus den mit Hilfe der gemessenen Strömungsgeschwindigkeiten konstruierten Geschwindigkeitsdreiecken am jeweiligen Schaufeleintritt entnommen werden können, lassen sich die Stoßverlustkoeffizienten ζ_{st} für die einzelnen Räder bei verschiedenen Betriebspunkten v aus Gleichung (5.41) berechnen. Die Kurven in Bild 5.40 zeigen, daß der aus den Messungen ermittelte Stoßverlustkoeffizient ζ_{st} keine konstante Größe sondern vom Drehzahlverhältnis abhängig ist. Für die Pumpe ist vermutlich infolge der relativ dünnen Schaufeleintrittskanten ein größerer Stoßverlustkoeffizient als für die Turbine bzw. das Leitrad (mit den dickeren, stoßunempfindlicheren Schaufeleintrittskanten) ermittelt worden.

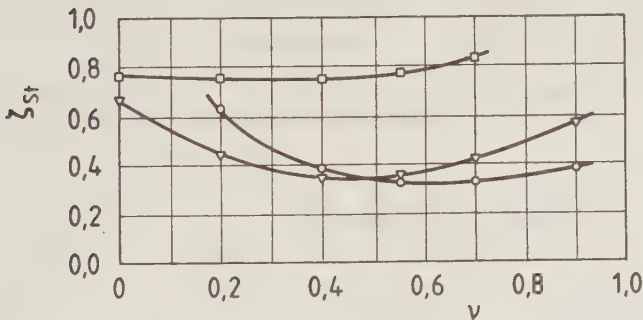


Bild 5.40. Aus Messungen ermittelter Verlauf des Stoßverlustkoeffizienten ζ_{st} der einzelnen Schaufelgitter,
 —□— Pumpe, —▽— Turbine, —○— Leitrad

Insgesamt zeigen die Ausführungen zu den Reibungs- und Stoßverlustkoeffizienten auf, daß die in der eindimensionalen Theorie häufig gemachte Annahme mit konstanten Zahlenwerten

über dem Drehzahlverhältnis v nicht immer richtig ist und erklärt auch die aus der falschen Aufteilung der Reibungsverluste zu den Stoßverlusten resultierenden größeren Abweichungen zwischen der Vorausrechnung und späterer Messung von Kennlinien auf dem Prüffeld bei vom Optimalpunkt abweichenden Betriebspunkten.

Zusammenfassung der Verlustanalyse

Die gemessenen Verlustanteile der einzelnen Schaufelgitter und Umlenkungen lassen sich über den Energiesatz, der für den Wandlerkreislauf (mit spezifisch technischen Arbeiten bzw. mit spezifischen Verlusten)

$$a_P - |a_T| - j_L - j_T - j_P - j_U = 0 \quad (5.41)$$

lautet, wobei die Verluste sich aus den Stoß- und Reibungsverlusten nach Gleichung (5.28) zusammensetzen.

Werden alle Summanden in Gleichung (5.41) durch die zugeführte spez. techn. Arbeit des Pumpenrades dividiert, so folgt

$$1 - \frac{|a_T|}{a_P} - \frac{j_L}{a_P} - \frac{j_T}{a_P} - \frac{j_P}{a_P} - \frac{j_U}{a_P} = 0 \quad (5.42)$$

mit dem	- Gesamtwirkungsgrad	$\eta = \frac{ a_T }{a_P}$
	- Leitradverlustgrad	$\eta_L = \frac{j_L}{a_P}$
	- Turbinenverlustgrad	$\eta_T = \frac{j_T}{a_P}$
	- Pumpenverlustgrad	$\eta_P = \frac{j_P}{a_P}$
	- Umlenkungsverlustgrad	$\eta_U = \frac{j_U}{a_P}$

folgt aus Gleichung (5.42)

$$\eta + \eta_L + \eta_T + \eta_P + \eta_U = 1 \quad (5.43)$$

Durch die grafische Darstellung der einzelnen Verlustgrade nach Gleichung (5.43) in Bild 5.41, wird der Beitrag der einzelnen Schaufelgitter bzw. Umlenkungen am Gesamtverlust besonders deutlich.

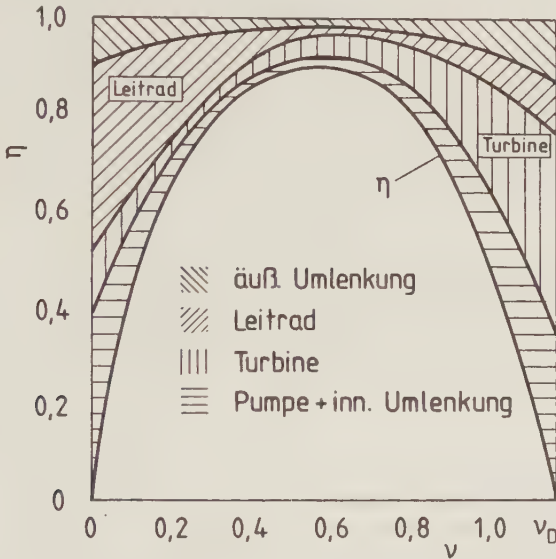


Bild 5.41. Zusammenstellung der Verluste im Wandlerkreislauf aus experimentellen Daten

Während die Pumpe und die Umlenkungen über einen größeren Drehzahlverhältnissbereich einen relativen geringen Anteil am Gesamtverlust liefern, ist bei kleineren Drehzahlverhältnissen das Leitrad und bei größeren die Turbine in hohem Maße am Gesamtverlust beteiligt.

6. Überlegungen zur Verlustminderung und Entwicklung von den jeweiligen Drehzahlverhältnissen angepaßten Schaufelgittern

Anhand der in Kap. 5 dargestellten Meßergebnisse in den Kreisläufen beider Versuchswandler ist gezeigt worden, daß in den Schaufelgittern von Pumpe, Turbine und Leitrad bei bestimmten Drehzahlverhältnissen die Strömung mehr oder weniger abgelöst ist. Diese Ablösungen verursachen Strömungsverluste und führen z.B. in der Pumpe zu Kanalversperrungen, die zur Folge haben, daß die Pumpe nicht mehr den Volumenstrom fördert, der von der Auslegung her erwartet werden kann. Nach Gleichung (5.7) ist ein geringerer Volumenstrom mit einem Drehmomentabfall (bei angenommener konstanter Dralldifferenz) des jeweiligen Rades verbunden. Als weitere Folge des Pumpenmomentabfalls verkleinert sich nach Gleichung (4.4) die Leistungszahl λ .

Die im Leitrad ermittelten Ablösegebiete (siehe Bild 5.4) reichen teilweise über die gesamte Schaufeloberfläche bis hin zum Kanalaustritt und verändern durch die daraus resultierende Fehlabbströmung den Austrittsdrall, der in guter Näherung dem Drall am Pumpeneintritt gleichgesetzt werden kann, was ebenfalls nach der Gleichung (5.7) zu einer Drehmomentänderung der Pumpe führt.

Ziel der konstruktiven Auslegung von Strömungskreisläufen hydrodynamischer Wandler ist z.B. neben einem häufig geforderten bestimmten Kennlinienverlauf auch, die im Kreislauf auftretenden Strömungsverluste für einen bestimmten Betriebspunkt oder für bestimmte Betriebsbereiche zu minimieren.

Für die ablösefreien Betriebspunkte können in der eindimensionalen Theorie i.a. die Reibungsverluste und die Stoßverluste rechnerisch zumindest näherungsweise erfaßt werden.

Die Reibungsverluste

$$j_R = \frac{1}{2} \cdot \bar{\lambda}_R \cdot \bar{w}^2 \quad (5.37)$$

werden im wesentlichen vom Reibungsverlustkoeffizienten

$$\bar{\lambda} = f(k_s/d_h, Re) \quad (6.1)$$

bestimmt, der sowohl von der Oberflächenbeschaffenheit (k_s) und der Geometrie (d_h) der strömungsführenden Kanäle als auch von der Reynoldszahl (Re) abhängt (siehe Bild 5.39).

Abhängigkeit von k_s/d_h :

Die sogn. relative Sandrauhigkeit k_s/d_h berücksichtigt Oberflächenrauigkeit der Kanäle [9]. Ein Einfluß der relativen Sandrauhigkeit liegt jedoch nur vor, wenn die Rauigkeitsspitzen der Oberflächen aus der jeweiligen Strömungsgrenzschicht herausragen und damit auch Reibungsverluste in der sogn. Außenströmung hervorrufen. Durch sorgfältige Fertigung der Kanaloberflächen können die Oberflächenrauigkeiten jedoch i.a. so klein gehalten werden, daß in guter Näherung "hydraulisch glatte" Wände vorliegen und eine Abhängigkeit von k_s/d_h nach Bild 5.39 nicht mehr vorliegt.

Abhängigkeit von Re :

Das Rohrreibungsdiagramm (Bild 5.39) zeigt weiterhin, daß mit größer werdender Reynoldszahl der Reibungsverlustkoeffizient $\lambda^* = \bar{\lambda} \cdot d_h / l$ kleiner wird. Unterstützt wird diese Aussage bezüglich der Reibungsverluste im Wandlerkreislauf durch die bei unterschiedlichen Reynoldsumfangszahlen Re_u gemessenen Wirkungsgrade im Bestpunkt. Nach Bild 4.2 steigt der Bestpunktwirkungsgrad η_{opt} mit größer werdender Reynoldsumfangszahl bis zu einem bestimmten Grenzwert hin an.

Die Stoßverluste

$$j_{St} = \frac{1}{2} \cdot \zeta_{St} \cdot \bar{w}_{St}^2 \quad (5.41)$$

werden neben dem Stoßverlustkoeffizienten ζ_{St} auch wesentlich

vom Betrag der durch die mittlere Stoßgeschwindigkeit $\bar{w}_{St}$ (siehe Bild A5) charakterisierte Schaufelfehlanströmung bestimmt. Ist z.B. das Leitrad in einem einstufigen Wandler feststehend und befindet sich die Turbine vor dem Leitrad, so kann dieses je nach Betriebszustand mit Bauchstoß, annähernd schaufelkongruent oder mit Rückenstoß angeströmt werden.

Entsprechend dem Berechnungsansatz nach Gleichung (5.41) könnten die Stoßverluste in diesem Fall vermindert werden, wenn die gesamte, quadratisch in die Stoßverluste eingehende Stoßgeschwindigkeit $\bar{w}_{St}$ auf mehrere Räder aufgeteilt würde, da nach [61] gilt:

$$\sum_{i=1}^n \left(\frac{w_{St}}{n} \right)^2 < \bar{w}_{St}^2 \quad (6.2)$$

wenn n die Anzahl der Räder ist.

Theoretisch würde z.B. für unendlich viele Leiträder der Leitradstoßverlust gegen Null gehen. In der Praxis wird die Anzahl der Räder jedoch beschränkt, da durch mehrere Räder die von der Strömung benetzte Oberfläche zunimmt und dem Gewinn bei den Stoßverlusten ansteigende Reibungsverluste gegenüberstehen.

Als ein Beispiel für solche mehrstufigen Wandler ist der sogn. "Dynaflow-Wandler" mit zwei Leiträdern und einer Vorpumpe in Bild 6.1 dargestellt.

Weitere ausgeführte mehrstufige bzw. mehrphasige Wandler sind bei Kickbusch [31] und Stüper [53] zu finden

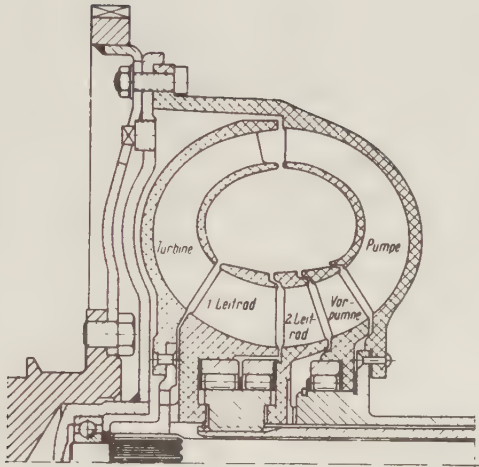


Bild 6.1. Radanordnung bei einem mehrstufigen, mehrphasigen Wandler (Dynaflow), aus [31] entnommen

Eine weitere Möglichkeit die Stoßverluste zu verringern besteht in der Konstruktion von Schaufelprofilen mit möglichst geringen Stoßverlustkoeffizienten. Aus der Literatur, z.B. [44,72] ist bekannt, daß bei relativ dünnen Schaufeleintrittskanten die Stoßverlustkoeffizienten i.a. größere Werte annehmen können als bei dickeren Eintrittskanten.

Die mit Hilfe des Hodografenverfahrens von Hackeschmidt [22] nach aerodynamischen Gesichtspunkten entwickelten Turbinenschaufelprofile zeigen bei den Schaufeln mit dicken Eintrittskanten in Bild 6.2 einen niedrigeren, auf die Verhältnisse am Gitteraustritt bezogenen Gesamtdruckverlustkoeffizienten als die dünneren Schaufelprofile.

Gleichzeitig weisen die dickeren Profile eine geringere Empfindlichkeit gegenüber Fehlanströmungen auf.

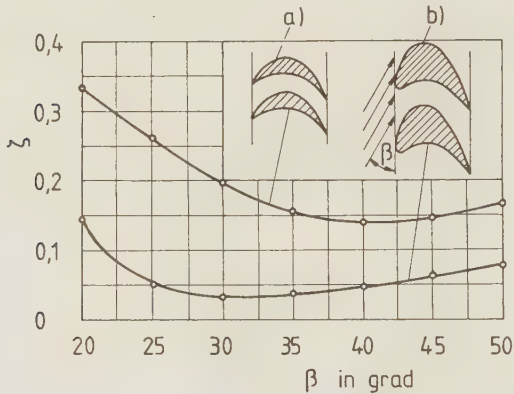


Bild 6.2. Gesamtdruckverlustkoeffizient ζ für unterschiedliche Schaufelprofile

a) normale Profile

b) Profile nach Hackeschmidt

Neben der Schaufelprofilierung werden auch Wandler mit verstellbaren Pumpen- bzw. Leitrad-schaufeln [24,34] gebaut, die i.a. eine Anpassung der Wandlerkennlinien an bestimmte, z.B. von einer Gesamtanlage her geforderte Eigenschaften während des Betriebes ermöglichen sollen.

Während die Reibungs- und Stoßverluste zumindest näherungsweise vorausberechnet werden können, sind die durch Strömungsablösung verursachten Verluste bisher einer Berechnung nur schwer zugänglich.

Wie insbesondere die Funkenblitzaufnahmen gezeigt haben, ist bei kleinen Drehzahlverhältnissen die Strömung im Leitradkanal weitgehend abgelöst und das Leitrad damit, wie auch Bild 5.41 zeigt, in hohem Maße am Gesamtverlust beteiligt.

Anhand der u.a. in der Literatur beschriebenen Maßnahmen soll versucht werden, durch geeignete Vorschläge die Strömungsablösung möglichst zu vermeiden und damit die Leitradverluste in diesem Betriebsbereich zu vermindern.

Ohne auf die z.B. in [9,51,72] bei abgelöster bzw. ablösungsgefährdeter Strömung beschriebenen Einzelheiten in der Grenzschicht näher einzugehen, liegt eine Ablösungsgefahr bei Wandreibung immer dann vor, wenn ein Druckanstieg in der Außenströmung vorliegt, dessen Größe durch den Kanalquerschnittsverlauf (bei annähernd schaufelkongruenter Anströmung) mitbestimmt wird.

Für die Beeinflussung der Grenzschicht im Sinne einer Herabsetzung der Ablösegefahr geben z.B. Schlichting/Truckenbrodt [51] u.a. folgende Möglichkeiten an:

1. Mitbewegen der Wand

Diese Möglichkeit ist technisch bereits durch die Verwendung des Flettner-Rotors (Magnus-Effekt) verwirklicht worden. Erfolgreiche Anwendungen im Strömungsmaschinenbau sind bisher nicht bekannt geworden.

2. Laminarhaltung der Grenzschicht durch Formgebung

Insbesondere im Segelflugzeugbau sind spezielle Profilformen entwickelt worden, die durch eine geeignete Formgebung mit weit nach hinten gelegter maximaler Profildicke das Ziel hat, den Reibungswiderstand und damit die Ablösegefahr zu verkleinern. Nach Pfeleiderer [72] bleiben jedoch die guten Eigenschaften des Laminarprofils als Einzelflügel im Gitterverband der Strömungsmaschine nicht erhalten.

3. Verzögerung der Grenzschicht

Das Prinzip der Grenzschichtabsaugung ist für den Kreiszylinder bereits 1904 von L. Prandtl [51] erfolgreich erprobt worden. Die Wirkungsweise beruht darauf, daß Grenzschichtmaterial in einem Druckanstieggebiet durch Absaugung entfernt wird bevor die Strömung ablöst. Hinter der Absaugestelle entsteht dann eine neue Grenzschicht, die ggf. in einer bestimmten Entfernung bei Ablösegefahr erneut abgesaugt werden muß. Eine Abschätzung nach Angaben in [51] zeigt, daß z.B. beim Wasserwandler ca. 6 % des umlaufenden Volumenstromes abgesaugt werden müßte um die Strömungsablösung im Leitradkanal zu verhindern.

4. Beschleunigung der Grenzschicht

Während bei der Grenzschichtabsaugung das verzögerte Grenzschichtmaterial abgesaugt wird, bevor es zur Ablösung kommt, soll durch das Einblasen eines dünnen Strahles in die Grenzschicht die kinetische Energie des Grenzschichtmaterials soweit erhöht werden, daß der Druckanstieg von der Grenzschicht ohne Ablösung überwunden werden kann.

Weiterhin kann durch die Anwendung von Vorflügeln die Ablösegefahr bei Fehlanströmungen zu größeren Anströmwinkeln hin verschoben werden. Anhand der Darstellung in Bild 6.3 soll die Wirkungsweise eines Vorflügels erläutert werden.

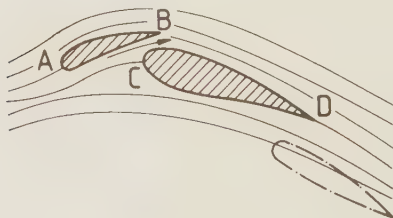


Bild 6.3. Zur Wirkungsweise von Vorflügeln

Die durch den Schlitz zwischen Vorflügel und Flügel hindurchtretende Strömung nimmt die am Vorflügel von A nach B auf der Saugseite gebildete und wegen der dortigen Verzögerung ablösungsgefährdete Grenzschicht mit in die freie Außenströmung hinaus. Von C an wächst eine neue Grenzschicht, die jedoch durch die Kanalverengung zwischen beiden Flügeln vorerst beschleunigt wird und somit eine erhöhte kinetische Energie zur Überwindung des Druckanstieges besitzt.

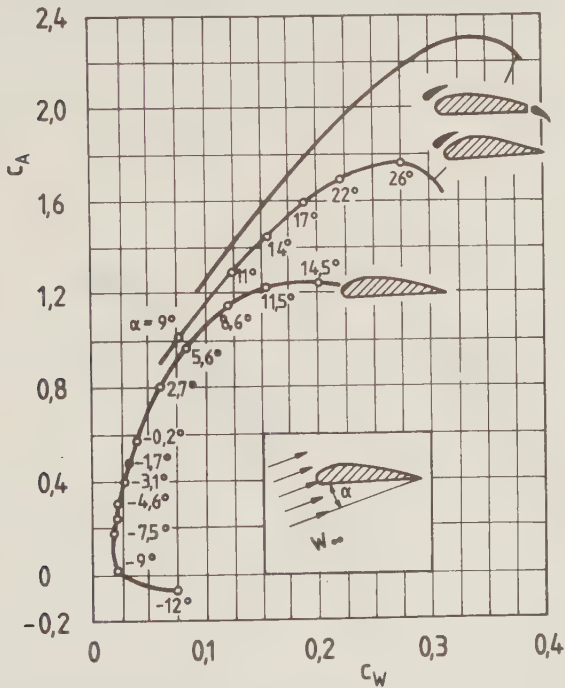


Bild 6.4. Polaren eines Flügels, eines Flügels mit Vorflügel und eines Flügels mit Vorflügel und Klappe, [51], c_A Auftriebsbeiwert, c_W Widerstandsbeiwert

Wie die Polaren in Bild 6.4 zeigen, kann durch einen Vorflügel

- der Maximalauftrieb um ca. 40 % gesteigert werden,
- der Anströmwinkel bei Maximalauftrieb von $\alpha=14,5^\circ$ auf $\alpha=26^\circ$ erhöht werden und
- der Widerstand bei gleichem Anströmwinkel, hier z.B. für $\alpha=14,5^\circ$, um ca. 25 % vermindert werden.

Die in 1.-4. beschriebenen Maßnahmen führen jedoch in der Anwendung bzw. Übertragung auf den Strömungskreislauf von hydrodynamischen Wandlern zu erhöhten konstruktiven Schwierigkeiten.

Außerdem liegen gesicherte Versuchsergebnisse vorerst nur für den Einzelflügel und nicht für das Verhalten im Gitterverband vor.

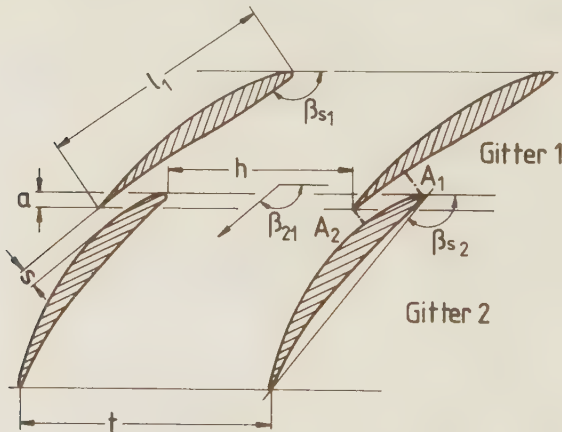


Bild 6.5. Zur Tandemgitteranordnung, [3],

t Teilung, l_1 Sehnenlänge, a Gitterabstand, h Gitterversetzung, s Spaltweite, β_{s1} Staffelungswinkel Gitter 1, β_{s2} Staffelungswinkel Gitter 2, β_1 Anströmwinkel, A_1 Eintrittsfläche Spalt, A_2 Austrittsfläche Spalt, β_{21} Abströmrichtung Gitter 1 = Anströmrichtung Gitter 2

Als eine Abwandlung der Anordnung Vorflügel-Flügel können die in Bild 6.5 mit den charakteristischen Bezeichnungen dargestellten und bereits im Axialverdichterbau verwendeten Tandemgitter angesehen werden.

Auch hier soll sich bei der Aufteilung einer relativ großen Strömungsumlenkung auf zwei Einzelprofile am 2. Gitter eine neue Grenzschicht ausbilden.

Untersuchungen von Bammert und Staude [3] zeigen, daß bei quasi-inkompressibler Strömung im Gitterversuchsstand die Tandemgitter dann minimale Verluste aufweisen, wenn folgende Verhältnisse eingehalten werden:

$$- \quad 1 < \frac{A_1}{A_2} < 2 \quad \text{und}$$

$$- \quad \frac{s}{a} \cdot \sin(180^\circ - \beta_{21}) < 1 .$$

Weiterhin ist bei optimaler Gitteranordnung nach Angaben der Autoren der Gesamtprofilverlust ca. 20 % kleiner als die Summe der Verluste beider Einzelgitter.

Obwohl beim Vorflügel wie auch beim Tandemgitter die Reibungsverluste infolge größerer Schaufeloberflächen gegenüber dem Einzelflügel zunehmen, werden die Stoßverluste offenbar soweit reduziert, daß der Gesamtverlust insgesamt verringert wird.

Es liegt daher nahe, Schaufelprofile zu entwickeln, die einerseits die reibende Schaufeloberfläche bei Geometrieänderungen nicht vergrößern, andererseits aber auch durch Anpassung der Schaufeleintrittswinkel die Strömung bei den unterschiedlichen Anströmungen möglichst stoßarm aufnehmen.

Obwohl die konstruktive Verwirklichung einer dafür notwendigen variablen Schaufelgeometrie (sogn. "Gummischaufel") nicht Gegenstand dieser Arbeit ist, sind für einige Betriebspunkte exemplarisch Schaufelprofile unter den genannten Voraussetzungen entsprechend den durch L2F-Messungen für diese Drehzahlverhältnisse ermittelten Anströmrichtungen gefertigt und experimentell hinsichtlich der Auswirkungen auf das Betriebsverhalten untersucht worden.

Weil das Leitrad, wie Bild 5.41 zeigt, insbesondere bei kleineren Drehzahlverhältnissen am Gesamtverlust in hohem Maße beteiligt ist, soll sich die Profilentwicklung und -untersuchung auf das Leitrad beschränken.

Die einzelnen Leitradschaufelprofile werden aus einer Wölbungsverteilung $y_s(x)$ (Bild 6.6a), der eine Dickenverteilung $r(x)$ (Bild 6.6b) überlagert ist, zusammengesetzt.

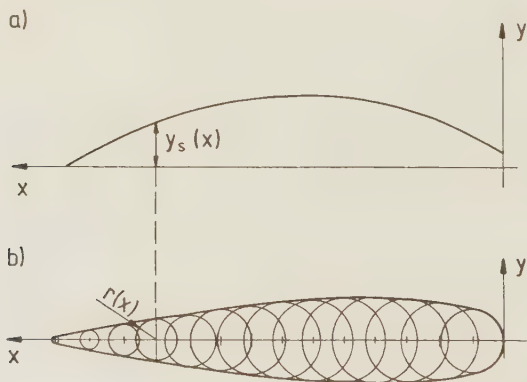


Bild 6.6. Zum Aufbau eines Profils aus einer Dicken- und einer Wölbungsverteilung,
a) Wölbungsverteilung
b) Dickenverteilung

Die Dickenverteilung ist für alle Schaufelprofile gleich gewählt worden ($v_{\text{Schaufel}} = \text{const}$), während die Wölbungsverteilung aus den unterschiedlichen Anströmrichtungen berechnet wird.

Als Basisschaufel ist das ursprünglich im Strömungskreislauf eingebaute und in Bild 6.7 mit den entsprechenden Bezeichnungen dargestellte Leitradsschaufelprofil ($v_{o_L} = 0,55$) gewählt worden.

Durch insgesamt 14 Dickenkreise wird die Dickenverteilung charakterisiert. Der 1. Dickenkreis mit dem Radius $r_1 = y_1$ legt den sogn. Nasenradius am Eintritt fest, während der 14. Dickenkreis mit dem Radius $r_{14} = y_{14}$ den Hinterkantenradius bildet.

Die Verbindungslinie durch die Mittelpunkte der eingezeichneten Dickenkreise legt die Wölbungsverteilung, d.h. die Skelettlinie der Schaufel fest.

Da der Schaufelaustrittswinkel $\bar{\alpha}_{L2}$ gleich bleiben soll (gleiche Pumpenzuströmung), sind für alle Schaufelprofile die Koordinaten der Dickenkreise 10 - 14 im gewählten x-y-Koordinatensystem nicht verändert worden.

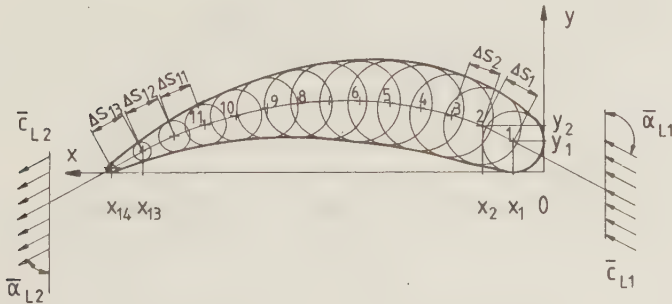


Bild 6.7. Bezeichnungen am Schaufelprofil, $\bar{c}_{L1}$ u. $\bar{c}_{L2}$ Anström- bzw. Abströmabsolutgeschwindigkeit, $\bar{\alpha}_{L1}$ u. $\bar{\alpha}_{L2}$ Anström- bzw. Abströmwinkel, x_i u. y_i Mittelpunktskoo~~r~~di~~n~~aten, Δs_i Abstände benachbarter Mittelpunkte der Dickenkreise

Der eingezeichnete Schaufelaustrittswinkel wird definiert durch

$$\bar{\alpha}_{L2} = 90^\circ + \arctan \frac{y_{14} - y_{13}}{x_{14} - x_{13}} \quad (6.4)$$

während der Schaufeleintrittswinkel durch

$$\bar{\alpha}_{L1} = 90^\circ + \arctan \frac{y_2 - y_1}{x_2 - x_1} \quad (6.5)$$

festgelegt wird. Der für den jeweiligen Betriebspunkt erforderliche Schaufeleintrittswinkel $\bar{\alpha}_{L1}$ kann Bild 6.8 entnommen werden.

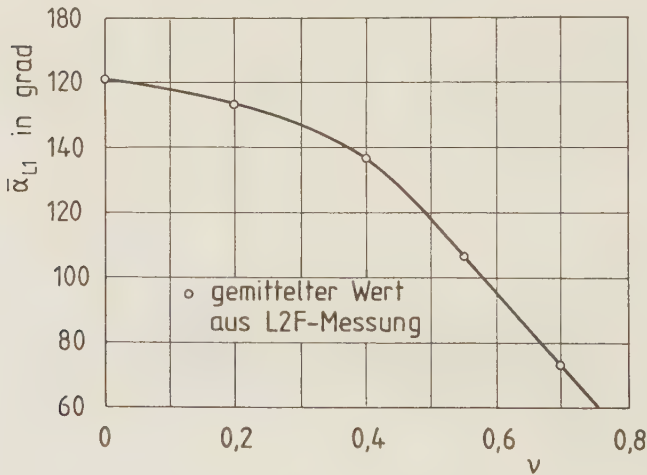


Bild 6.8. Aus L2F-Messungen bestimmter mittlerer Leitradanströmwinkel $\bar{\alpha}_{L1}$

Die Länge der Skelettlinie l_S ergibt sich in guter Näherung aus der Summation der Mittelpunktsabstände der Dickenkreise und dem Nasen- bzw. Hinterkantenradius zu

$$l_S = \sum_{i=1}^{14} \Delta s_i + r_1 + r_{14}. \quad (6.6)$$

In Bild 6.9 ist die Konstruktion der Wölbungsverteilung beschrieben.

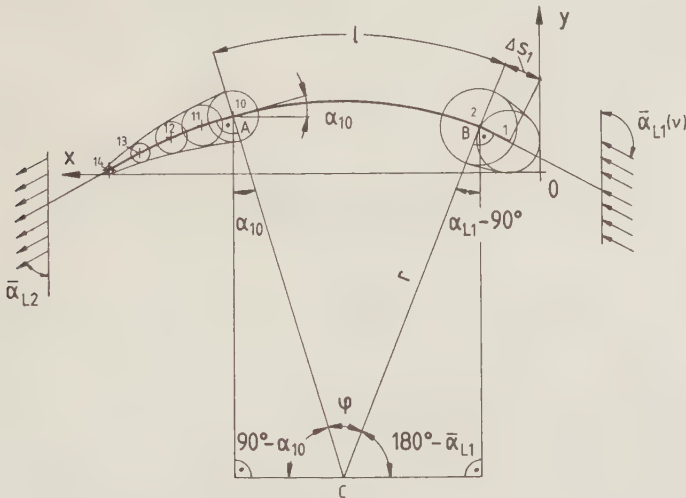


Bild 6.9. Zur Konstruktion der Wölbungsverteilung, r Radius des Verbindungskreisbogens zwischen dem 2. und dem 10. Dickenkreis, φ Öffnungswinkel des Kreissektors, l Länge des Kreisbogens, sonstige Bezeichnungen nach Bild 6.7

Während die Wölbungsverteilung am Schaufelaustritt festliegt, soll die Verbindungsline zwischen dem 10. und dem 2. Dickenkreis als Kreisbogen mit dem Radius r , dem Öffnungswinkel φ und der Länge l

$$l = \sum_{i=2}^{10} \Delta s_i \quad (6.7)$$

ausgeführt werden, wobei zwischen den Größen die Beziehung

$$r = \frac{l}{\varphi} \frac{180^\circ}{\pi} \quad (6.8)$$

besteht. Der Öffnungswinkel φ kann aus dem eingezeichneten Hilfsdreieck ABC zu

$$\varphi = \bar{\alpha}_{L1} + \alpha_{10} - 90^\circ \quad (6.9)$$

ermittelt werden, der Winkel α_{10} wird durch die Mittelpunktskoordinaten des 10. und 11. Dickenkreises zu

$$\alpha_{10} = \arctan \frac{y_{11} - y_{10}}{x_{11} - x_{10}} \quad (6.10)$$

festgelegt.

Der Endpunkt des Kreisbogens mit der Länge l bildet (vom 10. Dickenkreis aus betrachtet) den Mittelpunkt des 2. Dickenkreises. Von dort aus wird unter dem Winkel $\bar{\alpha}_{L1}$ die Strecke Δs_1 abgetragen, deren Endpunkt den Mittelpunkt des 1. Dickenkreises festlegt.

Um die bei größer werdenden Anströmwinkeln $\bar{\alpha}_{L1}$ zunehmende Querschnittsverkleinerung durch die Schaufelversperrung am Kanaleintritt etwas zu verringern, sind die ersten 6 Dickenkreise im Durchmesser zurückgenommen worden, wobei insbesondere der Nasenradius von $r_1=5$ mm auf $r_1=2,56$ mm verkleinert worden ist.

In Bild 6.10 sind die Betriebspunkte auf der Kennlinie eingezeichnet, für die aufgrund der L2F-Messungen am Leitradeintritt und nach den vorstehenden Angaben Profile entwickelt, gefertigt und experimentell hinsichtlich des Betriebsverhaltens untersucht worden sind.

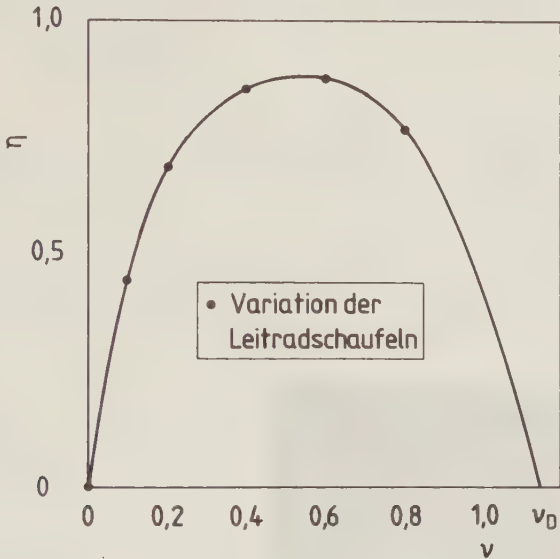


Bild 6.10. Wahl der Betriebspunkte, für die drehzahlverhältnis-angepaßte Leitrad-schaufelprofile entwickelt worden sind

Die Skelettlinien der entwickelten Schaufelprofile sind in Bild 6.11 dargestellt. Es zeigt sich, daß die Umlenkung mit größer werdendem Auslegungs-drehzahlverhältnis v_{OL} kleiner wird und für $v_{OL}=0,8$ in eine Schaufelskelettlinie mit einem leichten S-Schlag übergeht. Die Leitrad-schaufelprofile werden im folgenden mit LS_i bezeichnet, wobei der Index i auf das Auslegungs-drehzahlverhältnis hinweist, z.B. $i=1$ für $v_{OL}=0,1$.

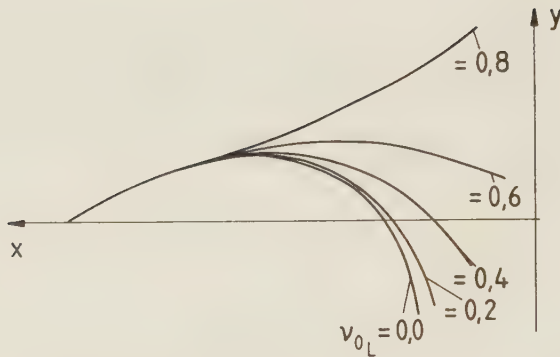


Bild 6.11. Wölbungsverteilung der entwickelten Leitradschau-
felprofile

Bild 6.12 zeigt eine Fotografie der gefertigten Schaufelprofile
mit der für das jeweilige Schaufelprofil in Bild 6.11 darge-
stellten Wölbungsverteilung. Zwei benachbarte Schaufeln bilden
jeweils einen Originalschaufelkanal.



Bild 6.12. Den Drehzahlver-
hältnissen angepaß-
te Leitradschau-
felprofile

Um vorab Informationen über die zu erwartenden Strömungsverhältnisse in den Leitradschaufelkanälen zu erhalten, sind die Kanalquerschnittsverläufe ausgemessen und in Bild 6.13 dargestellt worden.

Als Kanallänge l ist die Verbindungslinie der Mittelpunkte der in den jeweiligen Schaufelkanal eingezeichneten Kreise gewählt worden.

Der Anfangspunkt wird durch den Mittelpunkt des Kreises bestimmt, der zwischen der verlängerten Schaufelteilung eingezeichnet zum erstenmal eine Schaufel berührt, während der Endpunkt jeweils durch den Mittelpunkt des Kreises festgelegt wird der ebenfalls zwischen der verlängerten Schaufelteilung eingezeichnet zum letztenmal eine Schaufel berührt.

Aus den Kurvenverläufen in Bild 6.13a für die Profile LS_0 , LS_1 und LS_2 ist zu entnehmen, daß am Kanaleintritt infolge der bei großen Anströmwinkeln zunehmenden Kanalversperrung gegenüber der ungestörten Anströmung eine beschleunigte Strömung vorliegt, während im weiteren Verlauf die Kanalquerschnitte wieder zunehmen und die Strömung je nach Schaufelauslegungspunkt mehr oder weniger stark verzögert wird.

Die Querschnittsverläufe für die Auslegungspunkte LS_6 und LS_8 zeigen eine beschleunigte Strömung im gesamten Kanal an, während für die Schaufel LS_4 in der Kanalmitte eine geringe Querschnittserweiterung ermittelt worden ist, die eine Verzögerung der Strömung in diesem Bereich aufzeigt.

Neben dieser vorerst qualitativen Beurteilung sollen die entwickelten Profile auch hinsichtlich einiger Auslegungs- bzw. Belastungskriterien wie

- äquivalenter Diffusoröffnungswinkel θ
- Schaufelbelastung $c_A \cdot l_L / t_{L1}$ und
- Verzögerungsverhältnis nach de Haller

unter der Annahme einer im Auslegungspunkt jeweils in guter

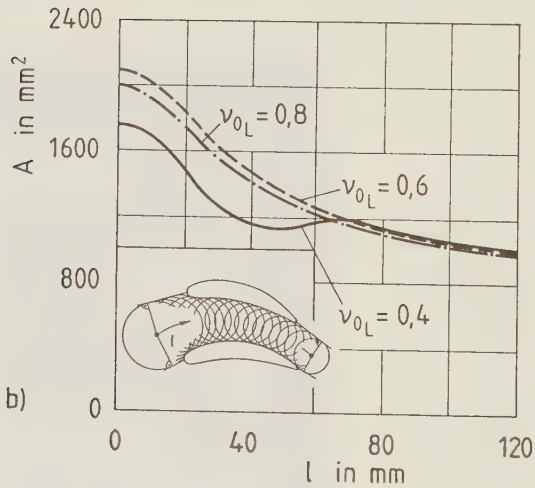
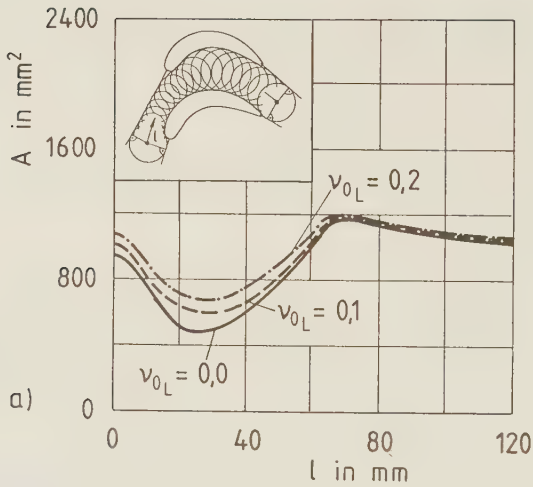


Bild 6.13. Kanalquerschnittsverläufe der untersuchten Leitrad-schaufelprofile,

a) $v_{0L} = 0,0, 0,1, 0,2$

b) $v_{0L} = 0,4, 0,6, 0,8$

Näherung vorliegenden schaufelkongruenten Anströmung untersucht werden.

Äquivalenter Diffusoröffnungswinkel ϑ

Eine Umrechnung der Querschnittserweiterungen nach Bild 6.13 in einen äquivalenten Diffusoröffnungswinkel (Kreisringdiffusor) ergibt für die einzelnen Schaufelkanäle folgende Öffnungswinkel:

Schaufel	v_{oL}	ϑ (grad)
LS ₀	0,0	17,5
LS ₁	0,1	16,2
LS ₂	0,2	13,8
LS ₄	0,4	5,0
LS ₆	0,6	< 0,0
LS ₈	0,8	< 0,0

Während die von den Schaufeln LS₀, LS₁ und LS₂ gebildeten Schaufelkanäle relativ große Öffnungswinkel aufweisen und auch bei annähernd schaufelkongruenter Anströmung Ablösungen im Schaufelkanal erwarten lassen, liegt der Kanal für LS₄ noch im zulässigen Bereich. Bei den beiden Profilen LS₆ und LS₈ liegt eine Querschnittsverengung vor und eine Strömungsablösung ist in diesen Schaufelkanälen nicht zu erwarten.

$$\text{Gitterbelastung } c_A \cdot \frac{l_L}{t_{L1}}$$

Unter Zugrundelegung der L2F-Strömungsgeschwindigkeitsmessungen am Leitrad und den in Kap. 5 getroffenen Vereinbarungen ($\epsilon'=0$) sind die Gitterbelastungen für die in Bild 6.12 dargestellten Profile mit Gleichung (5.10) berechnet worden.

Der Kurvenverlauf in Bild 6.14 zeigt, daß die Gitterbelastungszahl für Auslegungsdrehzahlverhältnisse $v_{OL} > 0,38$ oberhalb der nach Fister [9] für den Nabenschnitt eines Axialverdichters angegebenen Grenzbelastung von $c_A \cdot l/t = 2,5$ liegt.

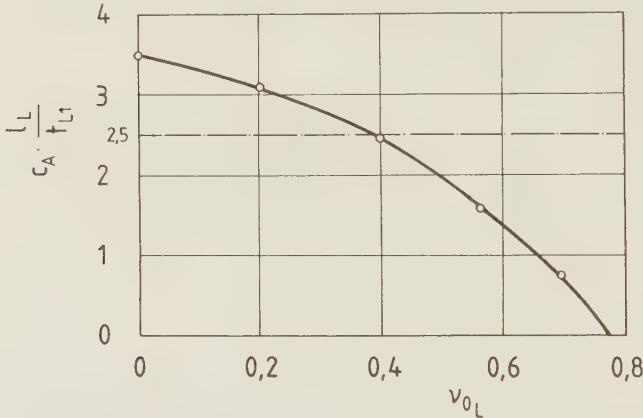


Bild 6.14. Gitterbelastung $c_A \cdot \frac{l}{t}$

Für die Schaufelprofile LS_0 , LS_1 und LS_2 muß also auch bei schaufelkongruenter Anströmung mit Strömungsablösungen im Leitradschaufelkanal gerechnet werden.

Verzögerungsverhältnis nach de Haller

Eine weitere Überprüfungsmöglichkeit für die Höhe der Schaufelbelastung bietet das sog. Verzögerungsverhältnis nach de Haller (in [9] beschrieben), welches für die nicht rotierenden Schaufelgitter zur Vermeidung von Strömungsablösung empfiehlt:

$$\frac{\bar{c}_{L2}}{\bar{c}_{L1}} > 0,7 . \quad (6.11)$$

In Bild 6.15 sind die berechneten Verzögerungsverhältnisse über dem Auslegungs-drehzahlverhältnis dargestellt. Im Gegensatz zum vorherigen Schaufelbelastungskriterium ist nach de Haller schon für Auslegungspunkte $v_{0L} > 0,2$ eine ablösungsfreie Strömung im Leitradkanal zu erwarten.

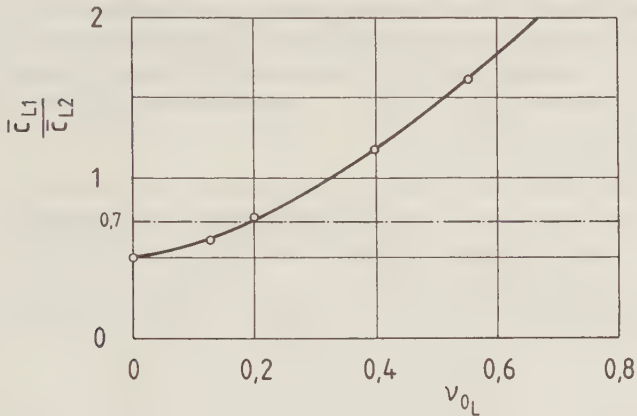


Bild 6.15. Verzögerungsverhältnis nach de Haller

Obwohl die drei Kriterien übereinstimmend für die Schaufelprofile LS_0 , LS_1 und LS_2 infolge der hohen Schaufelbelastung keine saubere Kanalströmung erwarten lassen, sind diese trotzdem experimentell im Wandler untersucht worden, da einerseits die angewendeten Belastungskriterien nicht die mögliche Wechselwirkung aufeinanderfolgender Gitter im geschlossenen Kreislauf von hydrodynamischen Wandlern berücksichtigen können und andererseits die Ergebnisse einer Strömungsrechnung mit dem in [14] näher beschriebenen zweidimensionalen, elliptischen und auch die Reibung berücksichtigenden Strömungsmodells, für die am stärksten belastete Schaufel (LS_0) eine ablösungsfreie Strömung im Leitradkanal aufgezeigt hat.

Die jeweils mit den einzelnen Leitschaufelprofilen $LS_0 - LS_8$ gemessenen Kennlinien sind im Anhang A4 zusammengefaßt. Die Versuchs- bzw. Betriebsdaten sind wie bei den in Kap. 4 beschriebenen Kennlinienmessungen gewählt worden.

Werden die gemessenen Bestpunktwirkungsgrades η_{opt} und die Anfahrwandlungen μ_A für die Schaufeln $LS_0 - LS_8$ über dem jeweiligen Auslegungsdrehzahlverhältnis v_{oL} aufgetragen (Bild 6.16), so zeigt sich, daß zunächst der Bestpunktwirkungsgrad ansteigt, bei $v_{oL} \approx 0,45$ ein Maximum besitzt und dann wieder abfällt.

Die Anfahrwandlung nimmt mit zunehmender Schaufelkrümmung zu und erreicht bei $v_{oL} \approx 0,3$ den maximalen Wert. Bei stärkeren Schaufelkrümmungen, d.h. $v_{oL} < 0,3$, ist mit diesen Schaufelprofilen, möglicherweise infolge der zu groß werdenden Schaufelbelastung keine weitere Steigerung der Anfahrwandlung mehr gemessen worden.

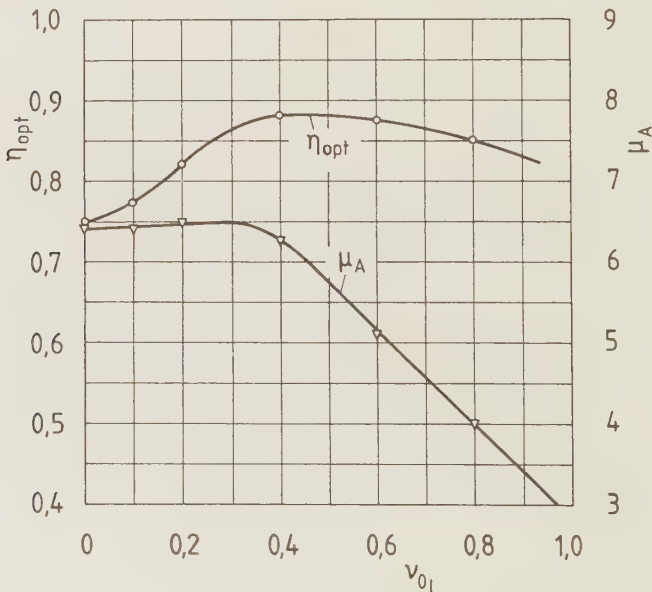


Bild 6.16. Bestpunktwirkungsgrade η_{opt} und Anfahrwandlungen μ_A für unterschiedliche Leitradschaufelauslegungspunkte v_{oL}

Ein Vergleich beider Kurven zeigt, daß der Auslegungspunkt v_{OL} bezüglich des optimalen Wirkungsgrades gleichzeitig auch eine hohe Anfahrwandlung erwarten läßt.

Wie Bild 6.17 zeigt, ändert sich der optimale Betriebspunkt v_{opt} für $v_{OL} < 0,2$ nur noch wenig. Für $v_{OL} = 0,58$ stimmen Auslegungspunkt v_{OL} und Bestpunkt v_{opt} überein. Prinzipiell zeigt der Kurvenverlauf jedoch, daß sich mit größer werdendem Auslegungspunkt v_{OL} auch der Bestpunkt v_{opt} zu größeren Drehzahlverhältnissen hin verschiebt.

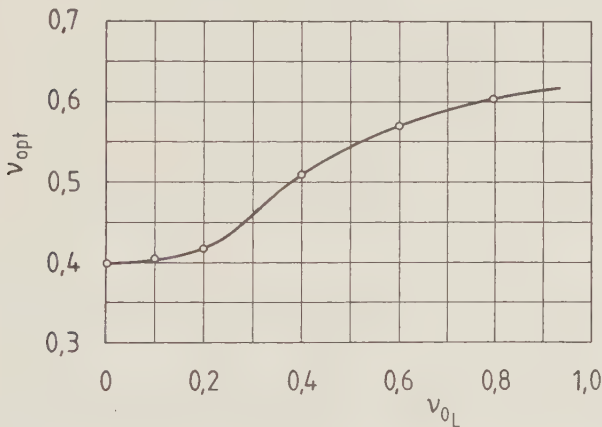


Bild 6.17. Zur Lage des optimalen Betriebspunktes v_{opt}

Nach der VDI-Richtlinie 2153 [58] kann für eine vergleichende Beurteilung der relativen Breite der Wirkungsgradkurve oberhalb eines bestimmten Vergleichs- bzw. Grenzwirkungsgrades das sog. Wandlungsverhältnis

$$w_{70} = \frac{\mu_a}{\mu_b} = \frac{v_b}{v_a} \quad (6.12)$$

herangezogen werden, wobei der Index den jeweiligen Vergleichswirkungsgrad (hier $\eta=70\%$) bezeichnet.

In Bild 6.18 ist die Bedeutung der Formelzeichen zu erkennen.

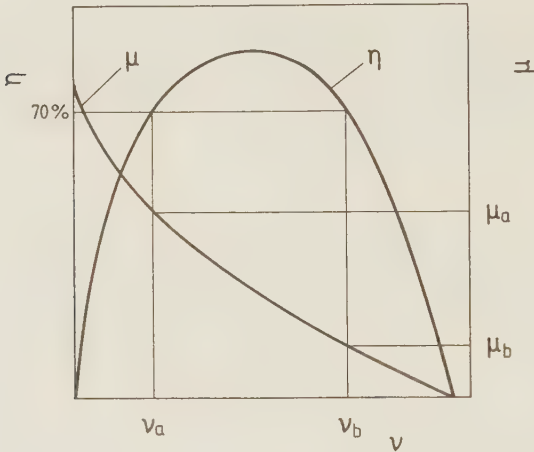


Bild 6.18. Zur Definition des Wandlungsverhältnisses

Die mit den eingebauten Leitradschauflerprofilen $LS_0 - LS_8$ aus den jeweils gemessenen Kennlinien über Gleichung (6.12) berechneten Wandlungsverhältnisse w_{70} bzw. w_{80} sind in Bild 6.19 dargestellt.

Die Kurven zeigen, daß die Variation der Leitradschauflergeometrie einen relativ großen Einfluß auf den Verlauf des Wandlungsverhältnisses w_{70} bzw. w_{80} besitzt. Die größte relative Breite der Wirkungsgradkurve ist für einen Leitradauslegungspunkt von $v_{OL} \approx 0,48$ zu erwarten.

Nach den Kennlinienmessungen mit den Profilen $LS_0 - LS_8$ kann gesagt werden, daß eine variable Leitradbeschauflerung nur für Auslegungspunkte bzw. -drehzahlverhältnisse $v_{OL} > 0,4$ sinnvoll zu sein scheint. Für kleinere Werte ($v_{OL} < 0,4$) wird offenbar die Schaufelbelastung infolge der größer werdenden Krümmung

so groß, daß das jeweilige Schaufelprofil nicht mehr in der Lage ist die Strömung umzulenken.

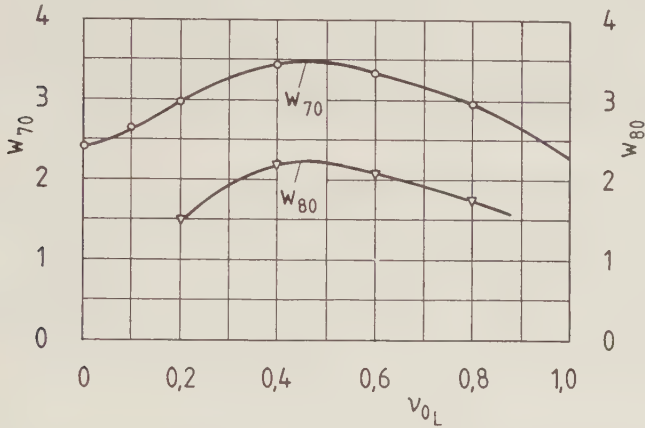


Bild 6.19. Zum Wandlungsverhältnis w_{70} und w_{80} für unterschiedliche Leitradbeschaufelungen

In solchen Fällen hoher Schaufelbelastung könnten evtl. Vorflügel oder Tandemgitter noch weitere Verbesserungen bringen.

Neben den Kennlinienmessungen sind durch auf die Schaufel-saug- und -druckseite angebrachte Fäden auch die Ablösegebiete während des Versuches qualitativ sichtbar gemacht worden. Für die Beschaufelungen LS_0 , LS_1 und LS_2 sind auch bei schaufelkongruenter Anströmung kleine, vom Innenkern zur Außenschale hin zunehmende Ablösegebiete auf der konkaven Schaufelseite im Schaufelkanal beobachtet worden. Für die Schaufel LS_4 setzt bei $v=0,65$ ebenfalls auf der konkaven Schaufelseite, am Innenkern beginnend, die Strömungsbilösung ein. Für $v>0,8$ ist auf der gesamten konkaven Oberfläche die Strömung abgelöst. Für die Schaufeln LS_6 und LS_8 sind für $v<0,4$ kleinere Ablösegebiete auf der konvexen Schaufelseite beobachtet worden, die jedoch mit größer werdenden Drehzahlverhältnissen schnell kleiner werden. Für $0,4<v<v_D$ haben die eingebrachten Fäden saubere Strömungsverhältnisse angezeigt.

7. Zusammenfassung

Um Informationen über die räumlichen Strömungsvorgänge in Kreisläufen hydrodynamischer Wandler zu erhalten, sind sowohl mit konventionellen als auch mit modernen Meßmethoden wie Funkenblitz- und L2F-Verfahren Druck- und Geschwindigkeitsverteilungen ermittelt worden, wobei das Funkenblitzverfahren auch Ablösegebiete aufgezeigt hat.

Diese geben einen vertieften Einblick in die Strömungsvorgänge und weisen vor allem darauf hin, in welchen Kanälen bei welchen Drehzahlverhältnissen welche Verluste mit welchem Anteil am Gesamtverlust auftreten.

Während die Umlenkungen und die Pumpe hauptsächlich Reibungsverluste aufweisen, treten die größten Stoßverluste je nach Betriebspunkt entweder im Leitrad oder in der Turbine auf.

Aus den Messungen hat sich weiterhin ergeben, daß z.B. der in der eindimensionalen Theorie zur Berechnung der Stoßverluste benötigte Stoßverlustkoeffizient ζ_{st} für die einzelnen Schaufelgitter unterschiedlich ist und auch von der jeweiligen Art (Bauch- oder Rückenstoß) abhängig ist.

Obwohl im nicht rotierenden Leitradgitter keine spezifisch technische Arbeit umgesetzt bzw. ausgetauscht wird, ist das Leitrad insbesondere bei kleineren Drehzahlverhältnissen in hohem Maße am Gesamtverlust beteiligt.

Die L2F-Messungen haben auch gezeigt, daß z.B. die in Radialverdichterlaufrädern bei bestimmten Betriebspunkten an der Deckscheibe zu beobachtenden sog. "Wake-Gebiete" auch in der radialen Pumpe des untersuchten Wandlers aufgetreten sind.

Aufgrund der durch das Funkenblitzverfahren aufgezeigten Ablösegebiete im Leitradkanal und der durch das L2F-Verfahren ermittelten Fehlanströmungen am Leitradeintritt, sind für Drehzahlverhältnisse $0,0 < v_{OL} < 0,8$ insgesamt 6 verschiedene Leitradbeschaufelungen entwickelt, gefertigt und in ihrer Auswirkung auf die Kennlinien hin experimentell überprüft worden.

Im Hinblick auf die mögliche Kennlinienverbesserung durch variable Leitradgeometrien kann aufgrund der Ergebnisse gesagt werden, daß es genügt, diese auf einen bestimmten Betriebsbereich zu beschränken. Eine variable Geometrie (sogn. "Gummi-schaufel") des Leitrades für den Bereich $0,4 < v_{OL} < 0,8$ würde z.B. aufgrund der Kennlinienmessungen (Anhang A4) das Wandlungsverhältnis w_{70} gegenüber dem der besten Einzelschaufel (LS_4) um ca. 8 % verbessern.

Es hat sich weiterhin gezeigt, daß die aus dem Strömungsmaschinenbau her bekannten Belastungskriterien wie z.B. Gitterbelastungszahl oder Verzögerungsverhältnis nach de Haller, auch in guter Näherung Hinweise auf das Verhalten des jeweiligen Gitters im geschlossenem Wandlerkreislauf liefern.

8. Literaturverzeichnis

- [1] Alleksapolskij, D.; Galinkina, L.:
Anwendung der Methode nach Stanitz für die Berechnung der Umströmung von Profilgittern hydraulischer Maschinen, *Gidravliceskie Masiny*, 9 (1975), S. 90-95.
- [2] Bömelburg, H.J.; Herzog, J.; Weske, I.R.:
The Electric Sparc Method for quantitativ Measurements in flowing Gases, *Z. Flugwiss.*, 7 (1959), S. 322-329
- [3] Bammert, K.; Staude, R.:
Experimentelle Untersuchungen an ebenen verzögernden Tandemgittern, *VDI-Berichte* 264, 1976, S. 81-89
- [4] Büttner, S.; Semischastnow, I.F.:
Hydraulische Getriebe für Schienenfahrzeuge, Verlag Technik, Berlin, 1959
- [5] Denes, R.:
Die Umlaufmenge in einem dreirädrigen Föttinger-Wandler, *ATZ*, 2 (1967), S. 49-55
- [6] Diederichs, M.:
Die Berechnung und Beurteilung von hydrodynamischen Föttinger Wandlern für Kraftfahrzeuge, *Automobilindustrie*, Heft 8 u. 9, 1960
- [7] Eckhard, D.:
Übersicht bestehender Meßverfahren zur Erfassung zeitlich veränderlicher Meßgrößen für die Strömungsuntersuchungen in Radialverdichtern, *Forschungsauftrag "Radialverdichter" der FVV, DFVLR*, Sept. 1971
- [8] Eckhard, D.:
Untersuchungen der Strahl-/Totwasserströmung hinter einem hochbelasteten Radialverdichterlaufrad, *Diss. RWTH Aachen*, 1977

- [9] Fister, W.:

Fluidenergiemaschinen, Bd. 1, Springer-Verlag, Heidelberg-Berlin-New-York-Tokyo, 1984, Bd. 2 in Vorbereitung.

- [10] Fister, W.:

Versuche zur Erfassung der Strömungsverhältnisse an Radiallaufrädern, Forschungsbericht der Aerodynamischen Versuchsanstalt Göttingen, 63 (1963), S. 103-129.

- [11] Fister, W.:

Sichtbarmachung der Strömung in Radialverdichterstufen, insbesondere der Relativströmung in rotierenden Laufrädern durch Funkenblitze, BWK, 18 (1966), S. 425-429.

- [12] Fister, W.:

Remarks to the Investigation of Flow in Centrifugal Impellers by Method of Electric Sprays, First intern. Conference on Centrifugal Compressor Technology IIT, Madras, Feb. 1978.

- [13] Fister, W.; Adrian, F.-W.; Tasche, J.:

Strömungsuntersuchungen an hydrodynamischen Wandlern im Hinblick auf eine gezielte Kennlinienanpassung, Arbeits- und Ergebnisbericht 1980/1981 des SFB 117/B8 "Leistungsverzweigung in der Antriebstechnik, Ruhr-Universität Bochum, 1982.

- [14] Fister, W.; Tasche, J.; Adrian, F.-W.:

Strömungsuntersuchungen an hydrodynamischen Wandlern in Leistungsverzweigungen, Arbeits- und Ergebnisbericht 1982/1983 des SFB 117/B8 "Leistungsverzweigung in der Antriebstechnik, Ruhr-Universität Bochum, 1983.

- [15] Fister, W.; Zahn, G.; Adrian, F.-W.:

Theoretische und experimentelle Untersuchungen an Rückführkanälen hydraulischer Strömungsmaschinen, VDI-Bericht 424, 1981

- [16] Fister, W.; Eikermann, J.; Witzel, U.:
Expanded Application Programs of the Sparc-Tracer-
Method with Regard to Centrifugal Compressor Impellers,
Intern. Sympos. on Flow Visualisation, Bochum 9.-12.9.1980.
- [17] Fister, W.; Adrian F.-W.:
Experimental Researches of Flow in Hydrodynamic Torque
Converter, 7th Conference on Fluid Machinery, Budapest,
13.-19.9.1983, (Proceedings).
- [18] Früngel, F.:
Bewegungsaufnahmen rascher Luftströmungen und Stoßwellen
durch hochfrequente Hochspannungsfunken, Jb. WGL 1960,
S. 175-182.
- [19] Förster, H.-J.:
Föttinger Wandler und -kupplungen für Kraftfahrzeuge,
Auto-Markt, Fachausgabe Automobilindustrie, Heft 8,
April 1960.
- [20] Gavrilenko, B.; Puckin, A.:
Ein Verfahren zur Ermittlung der inneren Charakteristika
eines hydraulischen Drehmomentwandlers nach seinen ex-
perimentell ermittelten äußeren Kennlinien, Izvestija
vuz. Masinostroenie, 6 (1968), S. 116-128.
- [21] Grjanko, L.-P.:
Untersuchung des Betriebes eines hydraulischen Drehmoment-
wandlers mit einer Zentrifugalturbine, Izvestija vuz.
Energetika, 3 (1961), S. 98-105.
- [22] Hackeschmidt, M.:
Der Entwurf aerodynamisch günstiger Gleichdruck-Gitter-
profile unter Verwendung des Hodographenverfahrens,
Maschinenbautechnik, 12 (1963), S. 638-643 und 13 (1964),
S. 12-17.

- [23] Hannes, H.:
Interferometrische Messung der thermischen Energie von elektrischen Funken, Forsch. Ing. Wes., 29 (1963), S. 169-175.
- [24] Hanselmann, K.:
Hydrodynamische Drehmomentwandler mit Leitschaufelregelung (Bauart Voith) und ihre industrielle Verwendung, Voith Forschung und Konstruktion, Heft 6, 1959.
- [25] Heikal, H.:
Untersuchungen des Schaft- und Wandeinflusses bei aerodynamischen Messungen mit Dreilochsonden in Strömungskanälen, Diss. TH Berlin, 1971.
- [26] Hecht, G.; Zajak, H.:
Optics, Addison-Wesley, New-York, Publishing Comp., 1972.
- [27] Hennings, W.:
Über das Kennfeld von Strömungsgetrieben, Diss. TH Hannover, 1952.
- [28] Herbertz, R.:
Untersuchungen des dynamischen Verhaltens von Föttinger-Getrieben, Diss. TH Hannover, 1973.
- [29] Ishihara, Tomo-O-.:
A study of Hydraulic Torque Converter, Report of the Institut of Industrial Science, University of Tokyo, 1955, UDC 621.838.4.
- [30] Jandasek, V.J.:
Design of a Single-Stage, Three Element Torque Converter, SAE Design Practice-Passenger Car Automatic Transmissions, Advances in Engineering, Vol. 5 (1975), S. 201-226.

- [31] Kickbusch, E.:
Föttinger-Kupplungen und Föttinger-Getriebe,
Springer-Verlag, Berlin, 1963.
- [32] Kreyszig, E.:
Statistische Methoden und ihre Anwendungen,
Verlag Van de Hoeek, Göttingen, 1975.
- [33] Kugel, F.:
Einfluß der Stufenzahl auf die Kennwerte von Drehmoment-
wandlern, Voith Forschung und Konstruktion, Heft 1, 1955.
- [34] Lammerz, E.:
Krupp-Getriebe 2 Ba L 1,3 für dieselhydraulische Rangier-
lokomotiven, Techn. Mitt. Krupp, Bd. 15 (1957), Nr. 3.
- [35] Laptev, J.; Rovnyj, S.:
Strömungsablenkung hinter den Rädern von Hydroturboma-
schinen bei Betriebszustandsänderungen,
Izvestija vuz. Energetika, 21 (1978), S. 104-108.
- [36] Lapidus, V.J.:
Measurement of Flow Velocities in a Torque Converter,
Russian Engineering Journal, 8 (1968), S. 17-21.
- [37] Lejtjes, J.S.; Starodubceva, I.G.:
Die Berechnung der Kennlinien von komplexen Strömungs-
getrieben, Problemy Mashnostroenija, 6 (1978), S. 96-107.
- [38] Lucas, G.G.; Rayner, A.:
Torque Converter Design Calculations, Automobil Engineer,
(1970), S. 56-80.
- [39] Lusar, R.:
Der hydrodynamische Drehmomentwandler, Hanser-Verlag,
München, 1961.

- [40] McLaughlin, D.; Tiedermann W.:

Biasing Correction for Individual Realization of Laser-Anemometer Measurements in Turbulent Flow, The Physics of Fluids, Vol. 16, 12 (1973).

- [41] Müller, H.-P.:

Experimentelle Untersuchungen an Kegeldiffusoren einer mehrstutzigen Radialverdichterspirale, Diss. Ruhr-Universität Bochum, 1974.

- [42] Nagornaya, N.K.:

Impact Losses und Coeffizients in Hydraulic Torque Converter Blade Systems, Russian Engineering Journal, 6 (1961), S.21-24.

- [43] Narbut, A.N.; Osipov, V.I.:

Strömung am Austritt aus dem Pumpenlaufrad mit radialen Schaufeln, Russian Engineering Journal, 5 (1972), S. 26-29.

- [44] Petermann, H.:

Strömungsverhältnisse am Eintritt und Ausbildung der Eintrittskante von Schaufelgittern bei Strömungsmaschinen, Konstruktion, 13 (1961), Heft 7.

- [45] Pfisterer, N.:

Einfluß des Konstruktions-Drehzahlverhältnisses auf die Beschaukelung und die Betriebseigenschaften von dreikränzigen Anfahr- und Marschwandlern, Voith Forschung und Konstruktion, Heft 6, 1959.

- [46] Popov, B.:

Untersuchungen des Einflusses der Schaufelgeometrie der Leitvorrichtung auf die äußeren Kennlinien von Strömungsgetrieben, Trudy Madi, 74 (1974), S. 163-173.

- [47] Rohne, E.:
Über das Nutzwandlungsverhältnis von Föttinger-Drehmomentwandlern, Voith Forschung und Konstruktion, Heft 14, 1966.
- [48] Rohne, E.:
Der Einfluß der Reynoldszahl auf den Wirkungsgrad von Föttinger-Wandlern, Voith Forschung und Konstruktion, Heft 21, 1973.
- [49] Rohne, E.:
Gestaltung von Strömungsgetrieben und ihr Verhalten in der Anwendung, VDI-Berichte 228, 1975.
- [50] Rohne, E.:
Der Einfluß von Baugröße, Fluidzähigkeit und Antriebsdrehzahl auf den optimalen Wirkungsgrad von Föttinger-Wandlern, Voith Forschung und Konstruktion, Heft 21, 1979.
- [51] Schlichting, H.; Truckenbrodt, E.:
Aerodynamik des Flugzeuges, Bd. 1 u. 2, Springer-Verlag, Berlin-Heidelberg, New-York, 1969.
- [52] Schodl, R.:
Entwicklung eines Laser-Zwei-Fokus-Verfahrens für die berührungslose Messung der Strömungsvektoren, insbesondere in Turbomaschinen, Diss. TH Aachen, 1977.
- [53] Stüper, J.:
Automatische Automobilgetriebe mit hydrodynamischer Kraftübertragung, Springer-Verlag, New-York, 1965.
- [54] Szüle, D.:
General Relations for the Calculations of the Characteristics of a Hydrodynamic-Torque-Converter, 4th Conference on Fluid Machinery, Budapest, 1972.

- [55] Szüle, D.:
Potential-theoretical Method for Determining the Characteristics of a Hydraulic Torque-Converter, 4th Conference on Fluid Machinery, Budapest, 1972, (Proceedings).
- [56] Titl. A.:
Grundlagen hydrodynamischer Antriebe, Verlag Hallwag, Bern u. Stuttgart, Blaue TR-Reihe, Heft 64, 1961.
- [57] van de Hulst, H.C.:
Light Scattering by small Particles, John Wiley and Sons, New-York, 1957.
- [58] VDI-Richtlinie 2153, Hydrodynamische Getriebe, VDI-Verlag Düsseldorf, April 1974.
- [59] Voith Getriebe KG.:
Hydrodynamische Getriebe, Kupplungen und Bremsen, Krausskopf-Verlag, Mainz, 1970.
- [60] Weyer, M.:
Bestimmung der zeitlichen Druckmittelwerte in stark fluktuierender Strömung, insbesondere in Turbomaschinen, Diss. RWTH Aachen, 1977.
- [61] Wolf, M.:
Strömungskupplungen und Strömungswandler, Springer-Verlag, Berlin, 1961.
- [62] Wuest, W.:
Strömungsmeßtechnik, Vieweg-Verlag, Braunschweig, 1969.
- [63] Zahn, G.:
Theoretische und experimentelle Strömungsuntersuchungen in Umlenkkanälen von Turbomaschinen, Diss. Ruhr-Universität Bochum, 1982.

- [64] Ziebarth, E.:
Untersuchungen an einem Föttinger-Getriebe mit axial durchströmter Turbine, Diss. TH Hannover, 1953.
- [65] Adrian, F.-W.; Anrecht, J.; Fister, W.; Michel, H.-J.; Waller, H.: Digitale Fernsehbilddauswertung von Funkenblitzaufnahmen zum Erfassen von Strömungsgeschwindigkeiten in Kanälen, ZFW, Veröff. in Vorbereitung.
- [66] Betriebsanleitung zum KONTRON-Gerät, Fa. Kontron, Meßgeräte GmbH.
- [67] Tanner, L.H.:
A Particle Timing Laser-Velocity-Meter, Optics and Laser Technology, Vol. 5, 1973, S. 108-110.
- [68] Tchen, C.M.:
Mean Value and Correction Problems with the Motion of small Particles Suspended in a Turbulent Fluid, Ph.-D. Thesis, Delft, 1947.
- [69] Maxwell, B.R.:
Particle Flow within a Transsonic Compressor Rotor Passage with Application to Laser-Doppler-Velocimetry, NASA CR-134718, 1975.
- [70] Bergmann L.: Schäfer, Cl.:
Lehrbuch der Experimentalphysik, Bd. III, Optik, Walter de Gruyter & Co., Berlin, 1966.
- [71] Ito, H.:
Pressure Losses in smoth Pipe bends, Transactions ASME, Serie D, Journal, Basic Eng., 82 (1960), S. 131-143.
- [72] Pfeleiderer, C.:
Die Kreispumpen für Flüssigkeiten und Gase, Springer-Verlag, Berlin-Göttingen-Heidelberg, 1961.

Anhang

A1. Eindimensionales Rechenverfahren zur Ermittlung von Schaufeleintrittswinkel und Kennlinien einstufiger, einphasiger hydrodynamischer Wandler mit größeren schaufelfreien Räumen zwischen den Schaufelgittern

Für das Gleichgewicht der Momente am in Bild A1 dargestellten Wandler gilt unter Berücksichtigung der vereinbarten Vorzeichenregelung:

$$\sum_j M_j = 0 = M_P + M_T + M_L \quad (1)$$

Das Leitradmoment folgt zu:

$$M_L = - (M_T + M_P) \quad (2)$$

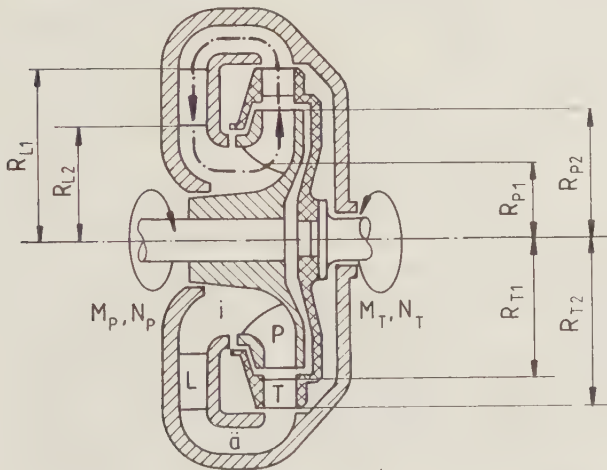


Bild A1. Prinzipbild und geometrische Größen des Wandlerkreislaufes, P Pumpe, T Turbine, ä äußere Umlenkung, L Leitrad, i innere Umlenkung, R Radien, M Drehmomente, N Drehzahlen

M_L ist entweder von Null verschieden, dann ist eine Drehmomentenwandlung möglich, oder aber das Leitradmoment verschwindet, dann sind Pumpen- und Turbinenmoment betragsmäßig gleich groß und es liegt ein Kupplungsbetrieb vor. Wesentliche Größen zur Beschreibung eines hydrodynamischen Wandlers sind neben den außerhalb des Strömungskreislaufes meßbaren Momenten M_P , M_T und M_L die dimensionslosen Kennzahlen

- Leistungszahl λ
- Drehmomentenwandlung μ
- Drehzahlverhältnis v

die nach der VDI-Richtlinie 2153 folgendermaßen definiert sind:

$$\lambda = \frac{M_P}{\rho \cdot D^5 \cdot \omega_P^2} \quad (3)$$

$$\mu = \frac{|M_T|}{M_P} \quad (4)$$

$$v = \frac{N_P}{N_T} \quad (5)$$

Die Leistungszahl λ und die Drehmomentenwandlung μ sind Funktionen des Drehzahlverhältnisses v , also $\lambda=f(v)$ und $\mu=f(v)$. Diese Funktionen werden als "charakteristische Beziehungen" bezeichnet. Obwohl die Strömungsvorgänge im Kreislauf von hydrodynamischen Wandlern in hohem Maße räumlichen Charakter besitzen (wie in Kapitel 5 gezeigt), sollen in Ermangelung höherwertiger Ansätze die folgenden Berechnungen auf der Grundlage der Stromfadentheorie durchgeführt werden. Hierzu werden noch folgende Annahmen getroffen:

- Durch den mittleren Stromfaden wird der Verlauf der Strömung genau genug beschrieben.
- Der Verlauf des mittleren Stromfadens ist unabhängig vom Drehzahlverhältnis v .

- Das Fluid wird als inkompressibel angenommen.
- Der Einfluß der Schaufelverengung wird vernachlässigt.
- Die Relativströmungsrichtung am Austritt der Schaufelgitter erfolgt schaufelkongruent. Eine entsprechende "Minderleistung" bzw. "Überleistung" ist bei der Festlegung der Schaufelaustrittswinkel vorab zu schätzen, später nachzurechnen und gegebenenfalls zu korrigieren.

Im folgenden Bild A2 sind die Kreislaufindizierung sowie die Bezeichnungen der Größen am Geschwindigkeitsdreieck dargestellt.

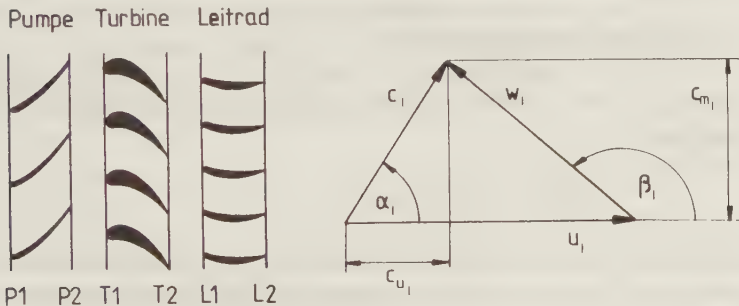


Bild A2. Zur Kreislaufindizierung und zum Geschwindigkeitsdreieck, c Absolutgeschwindigkeit, w Relativgeschwindigkeit, u Umfangsgeschwindigkeit, c_m Meridiankomponente der Absolutgeschwindigkeit, c_u Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit, α Winkel zwischen Absolut- und Umfangsgeschwindigkeit, β Winkel zwischen Relativ- und Umfangsgeschwindigkeit, i Laufringindex

Alle insbesondere für die Kennlinienberechnung des Wandlers benötigten Beziehungen lassen sich aus der

- Kontinuitätsgleichung
- Drehimpulsgleichung
- Energiegleichung

herleiten. Die drei Gleichungen sind bekanntlich allgemein-gültig und für einen hydrodynamischen Wandler unabhängig von der Bauart.

A1.1. Kontinuitäts-, Drehimpuls- und Energiegleichung

A1.1.1. Kontinuitätsgleichung

Für einen frei zu wählenden Kontrollraum gilt die Kontinuitäts-gleichung

$$\int_{(K)} \rho \cdot \vec{c} \cdot d\vec{A} = \int_{(K)} \rho \cdot d\dot{V} = 0 \quad (6)$$

woraus für eine Stromröhre mit konstanten thermodynamischen Bedingungen sowie konstanter Geschwindigkeit über dem Quer-schnitt

$$\rho_1 \cdot A_1 \cdot c_1 = \rho_2 \cdot A_2 \cdot c_2$$

oder

$$\dot{m} = \rho \cdot A \cdot c = \text{const} \quad (7)$$

folgt. Wird für c die übliche Meridiangeschwindigkeit c_m und A_m als durchströmte Fläche senkrecht zur Meridiange-schwindigkeit eingesetzt, so geht Gleichung (7) über in

$$\dot{m} = \rho \cdot A_m \cdot c_m \quad (8)$$

A1.1.2. Drehimpulsgleichung

Aus der Dynamik ist bekannt, daß die zeitliche Änderung des Drehimpulses gleich der Summe aller äußeren Momente ist, d.h.:

$$\frac{d}{dt} \vec{c} = \frac{d}{dt} \{m \cdot (\vec{R} \times \vec{c})\} = \vec{M} \quad (9)$$

Für einen repräsentativen Stromfaden mit zeitlich konstantem Radius und konstanter Absolutgeschwindigkeit geht Gleichung (9) über in:

$$\vec{M} = m \cdot (\vec{R} \times \vec{c}) \quad (10)$$

Der Zusammenhang zwischen Momenten-, Geschwindigkeits- und Radiusvektoren, wie er z.B. in der Ein- und Austrittsebene eines rotierenden Schaufelgitters auftreten kann, ist Bild A3 zu entnehmen. Wegen der statisch bestimmten Lagerung der Welle ist im gewählten Koordinatensystem nur eine Momentübertragung durch M_z möglich.

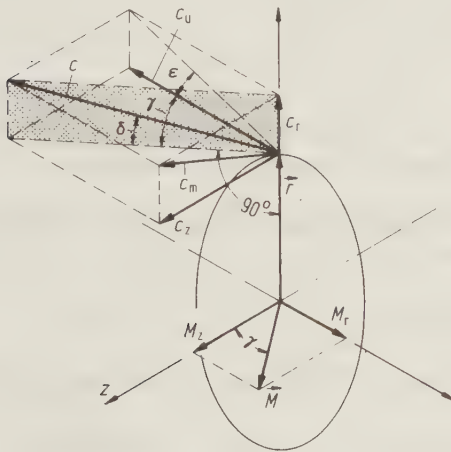


Bild A3. Zum Zusammenhang zwischen Momenten-, Geschwindigkeits- und Radiusvektoren

Für das Kreuzprodukt in Gleichung (10) folgt somit:

$$\vec{R} \times \vec{C} = R \cdot c \cdot \cos \delta \cdot \cos \gamma \quad (11)$$

Über. Für rein radial durchströmte Schaufelgitter ist $c_r=0$ und $\delta=0$. Wird in Übereinstimmung mit den Bezeichnungen am Geschwindigkeitsdreieck $\gamma=\alpha$ gewählt, so ist der Ausdruck $c \cdot \cos \gamma$ gleich der Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit c_u .

$$c_u = c \cdot \cos \gamma = c \cdot \cos \alpha \quad (12)$$

Es folgt schließlich für das Moment $M=M_z$:

$$M = \dot{m} \cdot R \cdot c_u \quad (13)$$

Das am Rotor wirksame Moment ergibt sich aus der Differenz der Momente am Austritt und am Eintritt des Rotors.

$$M = M_2 - M_1 = \dot{m} \cdot R_2 \cdot c_{2u} - \dot{m} \cdot R_1 \cdot c_{1u} \quad (14)$$

$$M = \dot{m} \cdot (R_2 \cdot c_{2u} - R_1 \cdot c_{1u}) \quad (15)$$

Gleichung (13) ist allgemeingültig und gilt daher auch für die drei Räder eines hydrodynamischen Wandlers.

Unter Einbeziehung der vereinbarten Kreislaufindizierung kann geschrieben werden:

$$M_P = \dot{m} \cdot (R_{P2} \cdot c_{P2u} - R_{P1} \cdot c_{P1u}) = \dot{m} \cdot \Delta (R \cdot c_u)_P \quad (16)$$

$$M_T = \dot{m} \cdot (R_{T2} \cdot c_{T2u} - R_{T1} \cdot c_{T1u}) = \dot{m} \cdot \Delta (R \cdot c_u)_T \quad (17)$$

$$M_L = \dot{m} \cdot (R_{L2} \cdot c_{L2u} - R_{L1} \cdot c_{L1u}) = \dot{m} \cdot \Delta (R \cdot c_u)_L \quad (18)$$

oder allgemein:

$$M_j = \dot{m} \cdot \Delta(R \cdot c_u)_j \quad (19)$$

Der Index j steht für P, T oder L.

A1.1.3. Energiegleichung

Der Energieerhaltungssatz für einen stationären Fließprozeß im Wandlerkreislauf lautet:

$$\sum_j a_j + \sum_j j_j = 0 \quad (20)$$

Unter Berücksichtigung, daß die spezifisch technische Arbeit im feststehenden Leitrad null ist, folgt:

$$a_P + a_T + \sum_j j_j = 0 \quad (21)$$

Für die spezifisch technischen Arbeiten gilt:

$$a_j = \frac{\omega_j}{\dot{m}} \cdot M_j \quad (22)$$

Mit Gleichung (17) ergibt sich daraus:

$$a_j = \omega_j \cdot \Delta(R \cdot c_u)_j \quad (23)$$

Für die Umfangsgeschwindigkeit eines Rades gilt:

$$u_{ji} = \omega_j \cdot R_{ji} \quad (24)$$

und aus Gleichung (23) folgt eine Form der Euler-Gleichung:

$$a_j = \Delta(R \cdot c_u)_j \quad (25)$$

A1.2. Herleitung einer Kreislaufgleichung der Form $F(\varphi, v)=0$

Eine Möglichkeit die Kennlinie eines hydrodynamischen Wandlers und seine Schaufeleintrittswinkel bei bekanntem Auslegungspunkt sowie bekannter Schaufelaustrittswinkel zu berechnen, ist die Herleitung eines funktionalen Zusammenhanges der Form

$$F(\varphi, v) = 0 \quad (26)$$

Der erste Parameter dieser Funktion ist die Meridianflußzahl φ , die durch

$$\varphi = \frac{c_{P2m}}{u_{P2}} \quad (27)$$

definiert ist. Der zweite Parameter, das Drehzahlverhältnis v , ist bereits in Gleichung (5) definiert worden. Um für die Berechnung dimensionslose Größen zu erhalten, werden die charakteristischen Kreislaufgrößen auf den Zustand am Pumpenaustritt (Index P2) bezogen.

Im einzelnen sind dieses:

Die dimensionslose Meridiankomponente der Absolutgeschwindigkeit

$$c_{ji_m}^* = \frac{c_{ji_m}}{u_{P2}}, \quad (28)$$

die dimensionslose Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit

$$c_{ji_u}^* = \frac{c_{ji_u}}{u_{P2}}, \quad (29)$$

die dimensionslose Umfangsgeschwindigkeit

$$u_{ji}^* = \frac{u_{ji}}{u_{p2}}, \quad (30)$$

die dimensionslose Umfangskomponente der Relativgeschwindigkeit

$$w_{ji}^* = \frac{w_{ji}^u}{u_{p2}}, \quad (31)$$

die dimensionslose spezifisch technische Arbeit

$$a_j^* = \frac{a_j}{u_{p2}^2}, \quad (32)$$

die dimensionslosen Drallkomponenten

$$(R \cdot c_u)_{ji}^* = \frac{(R \cdot c_u)_{ji}}{(R \cdot c_u)_{p2}} \quad \text{und} \quad (33)$$

die dimensionslosen Verlustkomponenten

$$j_j^* = \frac{j_j}{u_{p2}^2}. \quad (34)$$

Zu diesen mit einem Stern gekennzeichneten dimensionslosen Geschwindigkeiten und Leistungen sowie der dimensionslosen Drallkomponenten kommen noch zwei dimensionslose geometrische Größen:

Das Radienverhältnis

$$\rho_{ji} = \frac{R_{ji}}{R_{p2}} \quad (35)$$

und das Flächenverhältnis κ_{ji} , das nach der Kontinuitätsgleichung gleichzeitig ein Verhältnis zweier Meridiangeschwindigkeiten darstellt

$$\kappa_{ji} = \frac{A_{p2}}{A_{ji}} = \frac{c_{ji_m}}{c_{p2}} \quad (36)$$

Aus dem Geschwindigkeitsdreieck in Bild A4 ergeben sich folgende Beziehungen:

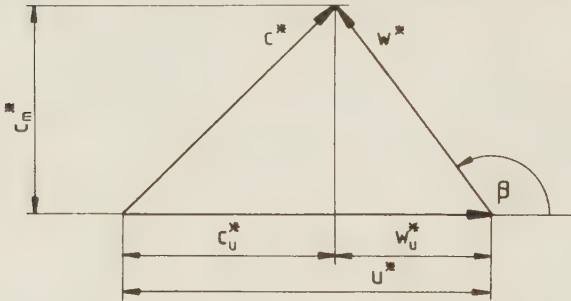


Bild A4: Dimensionsloses Geschwindigkeitsdreieck

$$w_{ji_u}^* = c_{ji_m}^* \cdot \cot \beta_{ji} \quad (37)$$

Mit Gleichung (36) und Gleichung (27):

$$w_{ji_u}^* = \varphi \cdot \kappa_{ji} \cdot \cot \beta_{ji} \quad (38)$$

Aus den Gleichungen (37) und (38) folgt:

$$c_{ji_m}^* = \varphi \cdot \kappa_{ji} \quad (39)$$

$$c_{ji_u}^* = u_{ji}^* + w_{ji_u}^* = u_{ji}^* + c_{ji_m}^* \cdot \cot \beta_{ji} \quad (40)$$

Durch Einführung der definierten dimensionslosen Kreislaufgrößen in Gleichung (23) ergibt sich:

$$a_{ji} = \omega_j \cdot R_{P2} \cdot u_{P2} \cdot \Delta(R \cdot c_u)_j^* \quad (41)$$

$$a_j = \frac{u_{ji}}{R_{ji}} \cdot R_{P2} \cdot u_{P2} \cdot \Delta(R \cdot c_u)_j^* \quad (42)$$

$$a_j = \frac{u_{ji}}{u_{P2}} \cdot \frac{R_{P2}}{R_{ji}} \cdot u_{P2}^2 \cdot \Delta(R \cdot c_u)_j^* \quad (43)$$

Eine dimensionslose Form der spezifisch technischen Arbeit wird durch Division mit u_{P2} erreicht:

$$a_j^* = \frac{u_{ji}}{\rho_{ji}} \cdot \Delta(R \cdot c_u)_j^* \quad (44)$$

Durch diese Division wird eine dimensionslose Form des Energiesatzes gewonnen:

$$a_P^* + a_T^* + \sum_j a_j^* = 0 \quad (45)$$

Im folgenden werden die einzelnen Terme des Energiesatzes, Gleichung (45), unter Verwendung der oben definierten bezogenen Größen bestimmt und schließlich in die gesuchte Funktionsgleichung der Form $F(\varphi, v) = 0$ überführt.

Pumpenrad

Aus der allgemeinen, für ein beliebiges Rad im Kreislauf geltenden Form für die spezifisch technische Arbeit (Gleichung (23)) folgt für das Pumpenrad:

$$a_P^* = \omega_P \cdot R_{P2} \cdot u_{P2} \cdot \Delta(R \cdot c_u)_P \quad (46)$$

Da $\omega_P = \frac{u_{P2}}{R_{P2}}$ und $a_P^* = \frac{a_P}{u_{P2}^2}$ ist, folgt aus Gleichung (46) die dimensionslose Form der spezifisch technischen Arbeit der Pumpe:

$$a_P^* = \Delta(R \cdot c_u)_P^* \quad (47)$$

Die Drallkomponenten der Zustände am Ein- und Austritt errechnen sich wie folgt:

$$\begin{aligned}
 (R \cdot c_u)_{P1}^* &= \frac{R_{P1} \cdot c_{P1u}}{R_{P2} \cdot u_{P2}} = \frac{R_{P1}}{R_{P2}} \cdot \frac{u_{P1} + c_{P1m} \cdot \cot \beta_{ji}}{u_{P2}} \\
 &= \rho_{P1} \cdot \left\{ u_{P1}^* + \frac{c_{P1m}}{u_{P2}} \cdot \cot \beta_{P1} \right\} \\
 &= \rho_{P1} \cdot \left\{ u_{P1}^* + \frac{c_{P1m}}{c_{P2m}} \cdot \frac{c_{P2m}}{u_{P2}} \cdot \cot \beta_{P1} \right\} \\
 &= \rho_{P1} \cdot \left\{ u_{P1}^* + \kappa_{P1} \cdot \varphi \cdot \cot \beta_{P1} \right\}
 \end{aligned}$$

Da $u_{P1}^* = \frac{R_{P1}}{R_{P2}} = \rho_{P1}$ ist, folgt

$$(R \cdot c_u)_{P1}^* = \rho_{P1}^2 + \kappa_{P1} \cdot \rho_{P1} \cdot \varphi \cdot \cot \beta_{P1} \quad (48)$$

Mit

$$(R \cdot c_u)_{P2}^* = \frac{R_{P2} \cdot c_{P2u}}{R_{P2} \cdot u_{P2}} = \frac{c_{P2u}}{u_{P2}} = \frac{u_{P2} + c_{P2m} \cdot \cot \beta_{P2}}{u_{P2}}$$

wird

$$(R \cdot c_u)_{P2}^* = 1 + \varphi \cdot \cot \beta_{P2} \quad (49)$$

Eingesetzt in Gleichung (44) ergibt sich für die dimensionslose spezifisch technische Arbeit der Pumpe

$$\begin{aligned}
 a_P^* &= (1 + \varphi \cdot \cot \beta_{P2}) - (\rho_{P1}^2 + \rho_{P1} \cdot \kappa_{P1} \cdot \varphi \cdot \cot \beta_{P1}) \\
 a_P^* &= (\cot \beta_{P2} - \rho_{P1} \cdot \kappa_{P1} \cdot \cot \beta_{P1}) \cdot \varphi - \rho_{P1}^2 + 1 \quad (50)
 \end{aligned}$$

Turbinenrad

Für das Turbinenrad folgt aus Gleichung (23)

$$a_T = \omega_T \cdot R_{P2} \cdot u_{P2} \cdot \Delta (R \cdot c_u)_T^*$$

$$\text{Mit } \omega_P = \frac{u_{P2}}{R_{P2}}, \quad a_T^* = \frac{a_T}{u_{P2}^2} \quad \text{und} \quad v = \frac{N_T}{N_P}$$

wird die dimensionslose spezifisch technische Arbeit der Turbine

$$a_T^* = v \cdot \Delta (R \cdot c_u)_T^* \quad (51)$$

Für die Drallkomponenten folgt:

$$\begin{aligned} (R \cdot c_u)_{T1}^* &= \frac{R_{T1} \cdot c_{T1u}}{R_{P2} \cdot u_{P2}} = \rho_{T1} \cdot \left\{ \frac{u_{T1} + c_{T1m} \cdot \cot T1}{u_{P2}} \right\} \\ &= \rho_{T1} \cdot \left\{ \frac{u_{T1}}{u_{P2}} + \frac{\kappa_{T1} \cdot c_{T1m} \cdot \cot \beta_{T1}}{u_{P2}} \right\} \\ &= \rho_{T1} \cdot \left\{ \frac{\omega_T \cdot R_{T1}}{\omega_P \cdot R_{P2}} + \kappa_{T1} \cdot \varphi \cdot \cot \beta_{T1} \right\} \end{aligned}$$

$$(R \cdot c_u)_{T1}^* = \rho_{T1}^2 \cdot v + \rho_{T1} \cdot \kappa_{T1} \cdot \varphi \cdot \cot \beta_{T1} \quad (52)$$

$$\begin{aligned} (R \cdot c_u)_{T2}^* &= \frac{R_{T2} \cdot c_{T2u}}{R_{P2} \cdot u_{P2}} = \rho_{T2} \cdot \left\{ \frac{u_{T2} + c_{T2m} \cdot \cot \beta_{T2}}{u_{P2}} \right\} \\ &= \rho_{T2} \cdot \left\{ \rho_{T2} \cdot v + \kappa_{T2} \cdot \varphi \cdot \cot \beta_{T2} \right\} \end{aligned}$$

$$(R \cdot c_u)_{T2}^* = \rho_{T2}^2 \cdot v + \rho_{T2} \cdot \kappa_{T2} \cdot \varphi \cdot \cot \beta_{T2} \quad (53)$$

Werden die einzelnen Drallkomponenten in die Dralldifferenz der Turbine eingesetzt, so ergibt sich für die spezifisch technische Arbeit der Turbine:

$$a_T^* = v \cdot \{ (\rho_{T2}^2 \cdot v + \rho_{T2} \cdot \kappa_{T2} \cdot \varphi \cdot \cot \beta_{T2}) - (\rho_{T1}^2 \cdot v + \rho_{T1} \cdot \kappa_{T1} \cdot \varphi \cdot \cot \beta_{T1}) \}$$

$$a_T^* = (\rho_{T2} \cdot \kappa_{T2} \cdot \cot \beta_{T2} - \rho_{T1} \cdot \kappa_{T1} \cdot \cot \beta_{T1}) \cdot \varphi \cdot v + (\rho_{T2}^2 - \rho_{T1}^2) \cdot v^2 \quad (54)$$

Leitrad

Da für das stillstehende Leitrad $\omega_L = 0$ ist, folgt daraus für die spezifisch technische Arbeit des Leitrades:

$$a_L^* = 0 \quad (55)$$

Nach Gleichung (23) gilt:

$$a_L^* = \omega_L \cdot R_{P2} \cdot u_{P2} \cdot \Delta (R \cdot c_u)_L^* = 0 \quad (56)$$

Diese Gleichung ist erfüllt, wenn die Dralldifferenz verschwindet oder das Leitrad stillsteht.

Für die Drallkomponenten bei stehendem Leitrad folgt:

$$(R \cdot c_u)_{L1}^* = \frac{R_{L1} \cdot c_{L1u}}{R_{P2} \cdot u_{P2}} = \rho_{L1} \cdot \left\{ \frac{u_{L1} + c_{L1u} \cdot \cot \beta_{L1}}{u_{P2}} \right\}$$

Da $u_{L1} = 0$ ist, folgt:

$$(R \cdot c_u)_{L1}^* = \rho_{L1} \cdot \kappa_{L1} \cdot \varphi \cdot \cot \beta_{L1} \quad (57)$$

$$(R \cdot c_u)_{L2}^* = \frac{R_{L2} \cdot c_{L2u}}{R_{P2} \cdot u_{P2}} = \rho_{L2} \cdot \left\{ \frac{u_{L2} + c_{L2u} \cdot \cot \beta_{L2}}{u_{P2}} \right\}$$

Wegen $u_{L2}=0$ wird

$$(R \cdot c_u)_{L2}^* = \rho_{L2} \cdot \kappa_{L2} \cdot \varphi \cdot \cot \beta_{L2} \quad (58)$$

Die Gleichung für die spezifisch technische Arbeit des Leitrades lautet damit:

$$a_L^* = \frac{\omega_L}{\omega_P} \cdot \varphi \cdot (\rho_{L2} \cdot \kappa_{L2} \cdot \cot \beta_{L2} - \rho_{L1} \cdot \kappa_{L1} \cdot \cot \beta_{L1}) = 0 \quad (59)$$

Die hergeleiteten Gleichungen können dadurch vereinfacht werden, indem der sogenannte Flächensatz eingeführt wird, dieser besagt, daß eine am Austritt eines Schaufelrades vorhandene Drallkomponente $(R \cdot c_u)_{ji}^*$ bis zum Eintritt in das nächste Schaufelgitter über den schaufellosten Raum erhalten bleibt, wenn Reibungseinflüsse vernachlässigt werden. D.h.

$$(R \cdot c_u)_{ji}^* = \text{const}$$

Durch Einführung von Drallverlustfaktoren und Variation derselben ist es jedoch möglich, eine qualitative Aussage darüber zu treffen, welchen Einfluß Drallverluste in schaufellosen Kanälen bzw. Umlenkungen auf die Kennlinien haben. Der sogenannte "erweiterte Flächensatz" lautet dann für die einzelnen schaufelfreien Zwischenräume im Wandlerkreislauf:

$$(R \cdot c_u)_{P1}^* = k_P \cdot (R \cdot c_u)_{L2}^* \quad (60)$$

$$(R \cdot c_u)_{T1}^* = k_T \cdot (R \cdot c_u)_{P2}^* \quad (61)$$

$$(R \cdot c_u)_{L1}^* = k_L \cdot (R \cdot c_u)_{T2}^* \quad (62)$$

Es bedeuten:

k_P Drallverlustfaktor Leitradaustritt - Pumpeneintritt

k_T Drallverlustfaktor Pumpenaustritt - Turbineneintritt

k_L Drallverlustfaktor Turbinenaustritt - Leitradeintritt

Zusammengefaßt ergeben sich damit folgende Gleichungen für die Drallkomponenten und die dimensionslosen spezifisch technischen Arbeiten:

$$(R \cdot c_u)_{L2}^* = \rho_{L2} \cdot \kappa_{L2} \cdot \varphi \cdot \cot \beta_{L2} \quad (63)$$

$$(R \cdot c_u)_{P1}^* = \rho_{P1}^2 + \rho_{P1} \cdot \kappa_{P1} \cdot \varphi \cdot \cot \beta_{P1} = k_P \cdot \rho_{L2} \cdot \kappa_{L2} \cdot \varphi \cdot \cot \beta_{L2} \quad (64)$$

$$(R \cdot c_u)_{P2}^* = 1 + \varphi \cdot \cot \beta_{P2} \quad (65)$$

$$(R \cdot c_u)_{T1}^* = \rho_{T1}^2 \cdot v + \rho_{T1} \cdot \kappa_{T1} \cdot \varphi \cdot \cot \beta_{T1} = k_T \cdot (1 + \varphi \cdot \cot \beta_{P2}) \quad (66)$$

$$(R \cdot c_u)_{T2}^* = \rho_{T2}^2 \cdot v + \rho_{T2} \cdot \kappa_{T2} \cdot \varphi \cdot \cot \beta_{T2} \quad (67)$$

$$(R \cdot c_u)_{L1}^* = \rho_{L1} \cdot \kappa_{L1} \cdot \varphi \cdot \cot \beta_{L1} = k_L \cdot (\rho_{T2}^2 \cdot v + \rho_{T2} \cdot \kappa_{T2} \cdot \varphi \cdot \cot \beta_{T2}) \quad (68)$$

$$a_P^* = (\cot \beta_{P2} - k_P \cdot \rho_{L2} \cdot \kappa_{L2} \cdot \cot \beta_{L2}) \cdot \varphi + 1 \quad (69)$$

$$a_T^* = (\rho_{T2} \cdot \kappa_{T2} \cdot \cot \beta_{T2} - k_T \cdot \cot \beta_{P2}) \cdot v \cdot \varphi - k_T \cdot v + \rho_{T2}^2 \cdot v^2 \quad (70)$$

$$a_L^* = \frac{\omega_L}{\omega_P} \cdot \varphi \cdot (\rho_{L2} \cdot \kappa_{L2} \cdot \cot \beta_{L2} - \rho_{L1} \cdot \kappa_{L1} \cdot \cot \beta_{L1}) = 0 \quad (71)$$

Die spezifisch technische Arbeit a_j in der dimensionslosen Energiegleichung ist mit den Gleichungen (69) - (71)

bezeichnet, die Herleitung der spezifisch technischen Dissipation j_j beschränkt sich auf die Berücksichtigung der

- Flüssigkeitsreibung an den Kanalwänden

und auf die infolge nicht schaufelkongruenter Zuströmung zu den einzelnen Schaufeln entstehenden

- Stoßverluste

Flüssigkeitsreibung an den Kanalwänden

Bei der Bestimmung der Verluste infolge von Flüssigkeitsreibung an den Wänden der Strömungskanäle wird von dem Ansatz der Berechnung der Reibungsverluste in Rohren ausgegangen

$$j_R = \frac{1}{2} \cdot \bar{\lambda} \cdot w^2 \quad (72)$$

Die Reibungsverluste sind in großem Maße von der quadratisch eingehenden Strömungsgeschwindigkeit w im Schaufelkanal, weiterhin von einer linear eingehenden Reibungszahl $\bar{\lambda}$ abhängig, die zu

$$\bar{\lambda} = \lambda \cdot \frac{l}{d_h} \quad (73)$$

$$\lambda = f(\text{Re, Rauigkeit}) \quad (74)$$

definiert ist.

Es bedeuten:

λ z.B. Rohrreibungszahl

l Länge des betrachteten Stromfadens

d_h hydraulischer Durchmesser

Re Reynoldszahl

Für $\bar{\lambda}$ gibt es in der Literatur unterschiedliche Angaben von denen einige in Tabelle 5.2 zusammengefaßt worden sind. Um die Gleichung (72) im dimensionslosen Energiesatz verwenden zu können, muß auch sie durch u_{p2}^2 dividiert werden.

$$j_R^* = \frac{1}{2} \cdot \bar{\lambda} \cdot w^2 \quad (75)$$

Der Gesamtreibungsverlust im Wandler ergibt sich durch Aufsummierung der Einzelreibungsverluste über alle Räder zu:

$$j_R^* = \frac{1}{2} \cdot \bar{\lambda} \cdot \sum j_j^2 \quad (76)$$

Aus dem Geschwindigkeitsdreieck (Bild A4) ist die folgende geometrische Beziehung zu entnehmen:

$$w_j^2 = w_{ju}^2 + c_{jm}^2 \quad (77)$$

Auf u_{p2}^2 bezogen folgt daraus:

$$w_{ju}^{2*} = w_{ju}^{2*} + c_{jm}^{2*} \quad (78)$$

Da im allgemeinen die größte im Kanal auftretende Relativgeschwindigkeit in Gleichung (78) eingesetzt wird und diese häufig am Radaustritt vorhanden ist, kann geschrieben werden:

$$w_{j2}^{2*} = w_{j2u}^{2*} + c_{j2m}^{2*} \quad (79)$$

Aus Gleichung (37) und Gleichung (39) folgt Gleichung' (80):

$$w_{j2}^{2*} = \varphi^2 \cdot \kappa_{j2}^2 \cdot \cot^2 \beta_{j2} + \varphi^2 \cdot \kappa_{j2}^2 \quad (80)$$

Zusammengefaßt:

$$w_{j2}^{*2} = \varphi^2 \cdot \kappa_{j2}^2 \cdot (\cot^2 \beta_{j2} + 1) \quad (81)$$

Der Gesamtreibungsverlust im Wandler wird damit zusammengefaßt zu:

$$j_R^* = \frac{1}{2} \cdot \bar{\lambda} \cdot \varphi^2 \cdot \sum_j \kappa_{j2}^2 \cdot (1 + \cot^2 \beta_{j2}) \quad (82)$$

Stoßverluste

Stoßverluste sind Energieverluste eines Flüssigkeitsstromes, die dann entstehen, wenn der Strömung eine mehr oder weniger scharfe Umlenkung aufgezwungen wird, wie es bei vom Auslegungspunkt abweichenden Betriebspunkten am Eintritt der Schaufelräder der Fall ist. In diesen Betriebspunkten erfolgt die Anströmung nicht mehr wie im Auslegungspunkt schaufelkongruent, d.h. tangential zur Skelettlinie. Die Verluste, die durch einen auftretenden Stoß entstehen, können quantitativ nach folgendem Ansatz berechnet werden :

$$j_{St} = \frac{1}{2} \cdot \zeta_{St} \cdot w_{St}^2 \quad (83)$$

Dabei ist die Stoßkomponente w_{St} die vektorielle Differenz der Geschwindigkeiten in der ausgeglichenen Strömung hinter und vor der Stoßstelle. Im Bild A5 ist die Stoßkomponente in einem Geschwindigkeitsplan nach konstruiert worden:

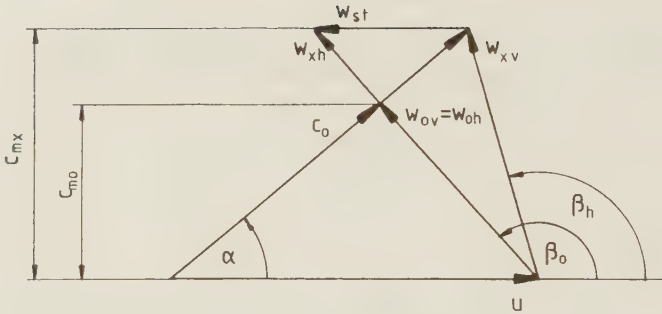


Bild A5: Geschwindigkeitsdreieck im und außerhalb des Auslegungspunktes

Es bedeuten:

- o Auslegungszustand
- x Betriebspunkt außerhalb des Auslegungszustandes
- v Stelle in der Strömung vor der Stoßstelle (außerhalb des Strömungskanals)
- h Stelle in der Strömung hinter der Stoßstelle (innerhalb des Strömungskanals)

Das Geschwindigkeitsdreieck, das aus u , c_0 und $w_{0v} = w_{0h}$ gebildet wird, ist das Dreieck im Auslegungszustand, in dem der Strömungswinkel der Relativströmung gleich dem Schaufeleintrittswinkel ist. Wird ein anderer Betriebspunkt angefahren, so ändert sich der Volumenstrom und nach der Kontinuitätsgleichung auch die Meridiangeschwindigkeit. In dem gewählten Beispiel ist der Volumenstrom und damit die

Meridiangeschwindigkeit im neuen Betriebspunkt größer als im Auslegungspunkt, $c_{mx} > c_{m0}$.

Da u und die Richtung der Absolutgeschwindigkeit c konstant bleiben, muß sich der Strömungswinkel der Relativgeschwindigkeit ändern, damit das Geschwindigkeitsdreieck geschlossen wird. Der Strömungswinkel β_x ist im neuen Betriebspunkt also verschieden vom Schaufelwinkel β_0 . Das hat zur Folge, daß die Strömung beim Übergang von der Stelle v zur Stelle h stoßartig umgelenkt und die Relativgeschwindigkeit von w_{xv} nach w_{xh} überführt wird. Ein Maß für die Größe dieser stoßartigen Umlenkung - und damit der Verluste - ist die Stoßkomponente w_{St} , die aus der vektoriellen Differenz zwischen w_{xh} und w_{xv} entsteht.

$$\vec{w}_{St} = \vec{w}_{xh} - \vec{w}_{xv} \quad (84)$$

Der theoretische, durch die geometrische Herleitung der Stoßgeschwindigkeit ermittelte Stoßverlust ist i.a. größer als der wirklich vorhandene, weil die beschriebene Ermittlung der Stoßkomponente von scharfen Knicken in den Stromfäden ausgeht, wie sie in realen Strömungen nicht vorkommen können. Diese Tatsache wird bei der Berechnung der vorhandenen Stoßverluste in Gleichung (83) durch den Stoßfaktor ζ_{St} berücksichtigt. In Tabelle 5.4 sind einige in der Literatur angegebene Zahlenwerte für ζ_{St} zusammengefaßt dargestellt. Wie schon die Reibungsverluste und die spezifisch technischen Arbeiten wird auch der Stoßverlust durch Division mit u_{p2}^2 dimensionslos gemacht. Es gilt:

$$j_{St}^* = \frac{1}{2} \cdot \zeta_{St} \cdot w_{St}^{2*} \quad (85)$$

Der gesamte Stoßverlust im Wandler ergibt sich wiederum durch Aufsummierung der Einzelstoßverluste über alle Räder.

$$j_{St}^* = \frac{1}{2} \cdot \sum_j \zeta_{St,j} \cdot w_{St,j}^{2*} \quad (86)$$

Bild A6 kann die geometrische Bestimmung der unbekannten Stoßkomponente entnommen werden.

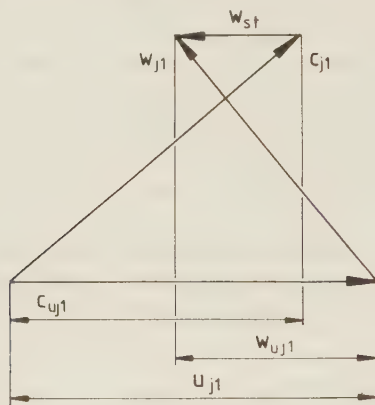


Bild A6: Geschwindigkeitsplan für den Eintritt der Strömung in ein Rad außerhalb des Auslegungszustandes

Es gilt:

$$w_{St}^* = u_{j1}^* - c_{j1_u}^* + w_{j1_u}^* \quad (87)$$

Damit ergeben sich für die Stoßkomponenten der einzelnen Räder folgende Herleitungen:

Pumpenrad

Nach Gleichung (60) ist

$$c_{P1}^* = \frac{\rho_{L2}}{\rho_{P1}} \cdot k_P \cdot c_{L2_u}^*$$

Aus den Gleichungen (37) und (39) folgt:

$$w_{P1_u}^* = \kappa_{P1} \cdot \varphi \cdot \cot \beta_{P1}$$

Zusammen mit

$$u_{P1}^* = \frac{u_{P1}}{u_{P2}} = \rho_{P1}$$

wird die Stoßkomponente der Pumpe

$$w_{St_P}^* = (\kappa_{P1} \cdot \cot \beta_{P1} - \frac{\rho_{L2}}{\rho_{P1}} \cdot k_P \cdot \kappa_{L2} \cdot \cot \beta_{L2}) \cdot \varphi + \rho_{P1} \quad (88)$$

Turbinenrad

Mit Gleichung (66)

$$c_{T1_u}^* = \frac{1}{\rho_{T1}} \cdot k_T \cdot (1 + \varphi \cdot \cot \beta_{P2})$$

und den Gleichungen (37) und (39)

$$w_{T1_u}^* = c_{T1_m}^* \cdot \cot \beta_{T1}$$

sowie

$$u_{T1}^* = \rho_{T1} \cdot v$$

wird die Stoßkomponente der Turbine

$$w_{St_T}^* = (\kappa_{T1} \cdot \cot \beta_{T1} - \frac{1}{\rho_{T1}} \cdot k_T \cdot \cot \beta_{P2}) \cdot \varphi + \rho_{T1} \cdot v - \frac{1}{\rho_{T1}} \cdot k_T \quad (89)$$

Leitrad

Mit Gleichung (68)

$$c_{L1_u}^* = \frac{1}{\rho_{L1}} \cdot k_L \cdot (\rho_{T2}^2 \cdot v + \rho_{T2} \cdot \kappa_{T2} \cdot \varphi \cdot \cot \beta_{T2})$$

und den Gleichungen (37) und (39)

$$w_{L1u}^* = c_{L1m}^* \cdot \cot \beta_{L1}$$

sowie

$$u_{L1}^* = 0$$

wird die Stoßkomponente des Leitrades

$$w_{StL}^* = (\kappa_{L1} \cdot \cot \beta_{L1} - \frac{\rho_{T2}}{\rho_{L1}} \cdot k_L \cdot \kappa_{T2} \cdot \cot \beta_{T2}) \cdot \varphi - \frac{1}{\rho_{L1}} \cdot k_L \cdot \rho_{T2}^2 \cdot v \quad (90)$$

Unter Berücksichtigung der nachstehenden Abkürzungen

$$A = \kappa_{P1} \cdot \cot \beta_{P1} - \frac{\rho_{L2}}{\rho_{P1}} \cdot k_P \cdot \kappa_{L2} \cdot \cot \beta_{L2} \quad (91)$$

$$B = \kappa_{T1} \cdot \cot \beta_{T1} - \frac{1}{\rho_{T1}} \cdot k_T \cdot \kappa_{P2} \cdot \cot \beta_{P2} \quad (92)$$

$$C = \kappa_{L1} \cdot \cot \beta_{L1} - \frac{\rho_{T2}}{\rho_{L1}} \cdot k_L \cdot \kappa_{T2} \cdot \cot \beta_{T2} \quad (93)$$

$$w_{ji} = \kappa_{L1} \cdot \cot \beta_{ji} \quad (94)$$

ergeben sich die Quadrate der Stoßkomponenten zu:

$$w_{StP}^{2*} = A^2 \cdot \varphi^2 + 2 \cdot A \cdot \rho_{P1} \cdot \varphi + \rho_{P1} \quad (95)$$

$$w_{StT}^{2*} = B^2 \cdot \varphi^2 + 2 \cdot B \cdot \rho_{T1} \cdot v \cdot \varphi - 2 \cdot B \cdot \frac{1}{\rho_{T1}} \cdot k_T \cdot \varphi + (\rho_{T1} \cdot v - \frac{1}{\rho_{T1}} \cdot k_T) \quad (96)$$

$$w_{StL}^{2*} = C^2 \cdot \varphi^2 - 2 \cdot C \cdot \frac{\rho_{T2}}{\rho_{L1}} \cdot k_L \cdot v \cdot \varphi + \left\{ \frac{\rho_{T2}^2}{\rho_{L1}} \right\} \cdot k_L \cdot v^2 \quad (97)$$

und für den gesamten Stoßverlust folgt:

$$j_{St}^* = \frac{1}{2} \cdot \{ \zeta_P \cdot (A^2 \cdot \varphi^2 + 2 \cdot A \cdot \rho_{P1} \cdot \varphi + \rho_{P1}^2) + \zeta_T (B^2 \cdot \varphi^2 + 2 \cdot B \cdot \rho_{T1} \cdot v \cdot \varphi - 2 \cdot B \cdot \frac{1}{\rho_{T1}} \cdot k_T \cdot \varphi + (\rho_{T1} \cdot v - \frac{1}{\rho_{T1}} \cdot k_T)^2) + \zeta_L (C^2 \cdot \varphi^2 - 2 \cdot C \cdot \frac{\rho_{T2}}{\rho_{L1}} \cdot k_L \cdot v \cdot \varphi + (\frac{\rho_{T2}}{\rho_{L1}})^2 \cdot k_L^2 \cdot v^2) \} \quad (98)$$

Durch Einsetzen der gefundenen Beziehungen für die spezifisch technischen Arbeiten a_P^* , a_T^* und a_L^* , die für den Reibungsverlust j_R^* sowie die für den Stoßverlust j_{St}^* in die dimensionslose Energiegleichung (45) ergibt sich eine Funktion, die von den Radienverhältnissen ρ_{ji} , den Flächenverhältnissen κ_{ji} , den Schaufelwinkeln β_{ji} , den Stoßfaktoren ζ_j , von der Rohrreibungszahl $\bar{\lambda}$, dem Übersetzungsverhältnis v und von der Meridianflußzahl φ abhängt:

$$F(\rho_{ji}, \kappa_{ji}, \beta_{ji}, \zeta_j, \lambda, v, \varphi) = 0 \quad (99)$$

Da für einen Wandler die Größen ρ_{ji} , κ_{ji} , β_{ji} , ζ_j und λ bekannt oder bestimmbar sind, liegt die gesuchte Funktion

$$F(\varphi, v) = 0$$

mit

$$B_{11} \cdot \varphi^2 + (B_{21} \cdot v + B_{22}) \cdot \varphi + (B_{31} \cdot v^2 + B_{32} \cdot v + B_{33}) = 0 \quad (100)$$

als eine quadratische Gleichung vor, deren Koeffizienten folgendermaßen definiert sind:

$$B_{11} = -\frac{1}{2} \cdot \{ \zeta_P \cdot A^2 + \zeta_T \cdot B^2 + \zeta_L \cdot C^2 + \bar{\lambda} \cdot (\kappa_{P2}^2 + \kappa_{T2}^2 + \kappa_{L2}^2 + W_{P2}^2 + W_{T2}^2 + W_{L2}^2) \} \quad (101)$$

$$B_{21} = \rho_{T2} \cdot W_{T2} - k_T \cdot W_{P2} + \zeta \cdot C \cdot k_L \cdot \frac{\rho_{T2}}{\rho_{L1}} \cdot \zeta_T \cdot \rho_{T1} \cdot B \quad (102)$$

$$B_{22} = \zeta_T \cdot B \cdot k_T \cdot \frac{1}{\rho_{T1}} + W_{P2} \cdot k_P \cdot \rho_{L2} \cdot W_{L2} \cdot \zeta_P \cdot A \cdot \rho_{P1} \quad (103)$$

$$B_{31} = c_{T2} \cdot \frac{1}{2} \cdot \zeta_T \cdot c_{T1}^2 - \frac{1}{2} \cdot \zeta_L \cdot \left(\frac{\rho_{T2}}{c_{L1}} \right)^2 \cdot k_L^2 \quad (104)$$

$$B_{32} = k_T \cdot (\zeta_T - 1) \quad (105)$$

$$B_{33} = 1 - \frac{1}{2} \cdot \zeta_P \cdot \rho_{P1}^2 - \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{c_{T1}^2} \cdot \zeta_T \cdot k_T^2 \quad (106)$$

Gleichung (100) kann mit der bekannten Lösungsformel für quadratische Gleichungen gelöst werden.

A1.3. Anwendung der Kreislaufgleichung

Mit der hergeleiteten quadratischen Berechnungsgleichung (100) können zwei verschiedene Aufgaben gelöst werden. Die erste Aufgabe ist die Berechnung der noch nicht bekannten Schaufeleintrittswinkel der Schaufelräder, die zweite Aufgabe ist die Berechnung der Kennlinien der Wandler.

A1.3.1. Berechnung der Schaufeleintrittswinkel

Bei der Berechnung der Schaufeleintrittswinkel wird vorausgesetzt, daß die Stoßverluste im Auslegungspunkt des jeweiligen Schaufelgitters verschwinden müssen.

Nach den Gleichungen (88) - (100) gilt:

$$w_{St_{PO}}^* = 0 = (\kappa_{P1} \cdot \cot \beta_{P1} - \frac{\rho_{L2}}{\rho_{P1}} \cdot k_P \cdot \kappa_{L2} \cdot \cot \beta_{L2}) \cdot \varphi_O + \rho_{P1} \quad (107)$$

$$w_{St_{TO}}^* = 0 = (\kappa_{T1} \cdot \cot \beta_{T1} - \frac{1}{\rho_{T1}} \cdot k_T \cdot \cot \beta_{P2}) \cdot \varphi_O + \rho_{T1} \cdot v_O - \frac{1}{\rho_{T1}} \cdot k_T \quad (108)$$

$$w_{St_{LO}}^* = 0 = (\kappa_{L1} \cdot \cot \beta_{L1} - \frac{\rho_{T2}}{\rho_{L1}} \cdot k_L \cdot \kappa_{T2} \cdot \cot \beta_{T2}) \cdot \varphi_O - \frac{\rho_{T2}}{\rho_{L1}} \cdot k_L \cdot v_O \quad (109)$$

Der Index 0 bezeichnet dabei den Auslegungspunkt, also:

v_0 Auslegungsdrehzahlverhältnis

φ_0 Meridianflußzahl beim Auslegungsdrehzahlverhältnis

Diese Gleichungen lassen sich nach den gesuchten Schaufeleintrittswinkeln auflösen und es folgt:

$$\beta_{P1_0} = \arccot \left\{ \frac{1}{\kappa_{P1}} \cdot \left(\frac{\rho_{L2}}{\rho_{P1}} \cdot k_P \cdot \kappa_{L2} \cdot \cot \beta_{L2} - \frac{\rho_{P1}}{\varphi_0} \right) \right\} \quad (110)$$

$$\beta_{T1_0} = \arccot \left\{ \frac{1}{\kappa_{T1}} \cdot \left(\frac{1}{\rho_{T1}} \cdot k_T \cdot \cot \beta_{P2} - \frac{1}{\varphi_0} \cdot (\rho_{T1} \cdot v_0 + \frac{1}{\rho_{T1}} \cdot k_T) \right) \right\} \quad (111)$$

$$\beta_{L1_0} = \arccot \left\{ \frac{1}{\kappa_{L1}} \cdot \left(\frac{\rho_{T2}}{\rho_{P1}} \cdot k_L \cdot \kappa_{T2} \cdot \cot \beta_{T2} - \frac{v_0}{\varphi_0} \cdot \frac{\rho_{T2}^2}{\rho_{L1}} \cdot k_L \right) \right\} \quad (112)$$

Sind die Schaufelaustrittswinkel, das Auslegungsdrehzahlverhältnis, die Meridianflußzahl im Auslegungspunkt sowie die Radien- und Flächenverhältnisse bekannt, lassen sich die Schaufeleintrittswinkel berechnen.

Da aber die Meridianflußzahl φ auch von den Eintrittswinkeln β_{ji} abhängt, wie Gleichung (100) zeigt, ist eine Iteration zur Berechnung notwendig, deren Verlauf im Bild A6 dargestellt ist. Die Iteration beginnt mit der Wahl beliebiger Schaufeleintrittswinkel β_{P1} , β_{T1} und β_{L1} als Startwinkel der Iteration. Bekannt sein müssen die Schaufelaustrittswinkel β_{P2} , β_{T2} und β_{L2} , die Radienverhältnisse ρ_{ji} , die Flächenverhältnisse κ_j , das Auslegungsdrehzahlverhältnis v_0 sowie die Drallverlustfaktoren k_j . Mit diesen Werten wird nach den Gleichungen (100) bis (106) eine Durchflußzahl φ_0 im Auslegungspunkt berechnet. Mit φ_0 ist es nun möglich, die Stoßkomponenten der Räder w_{St_i} nach den Gleichungen (89) und (90) zu bestimmen, die im Auslegungspunkt Null werden müssen. Wird diese Bedingung bei der Bestimmung nicht erfüllt, so werden nach den Gleichungen (110) bis (112)

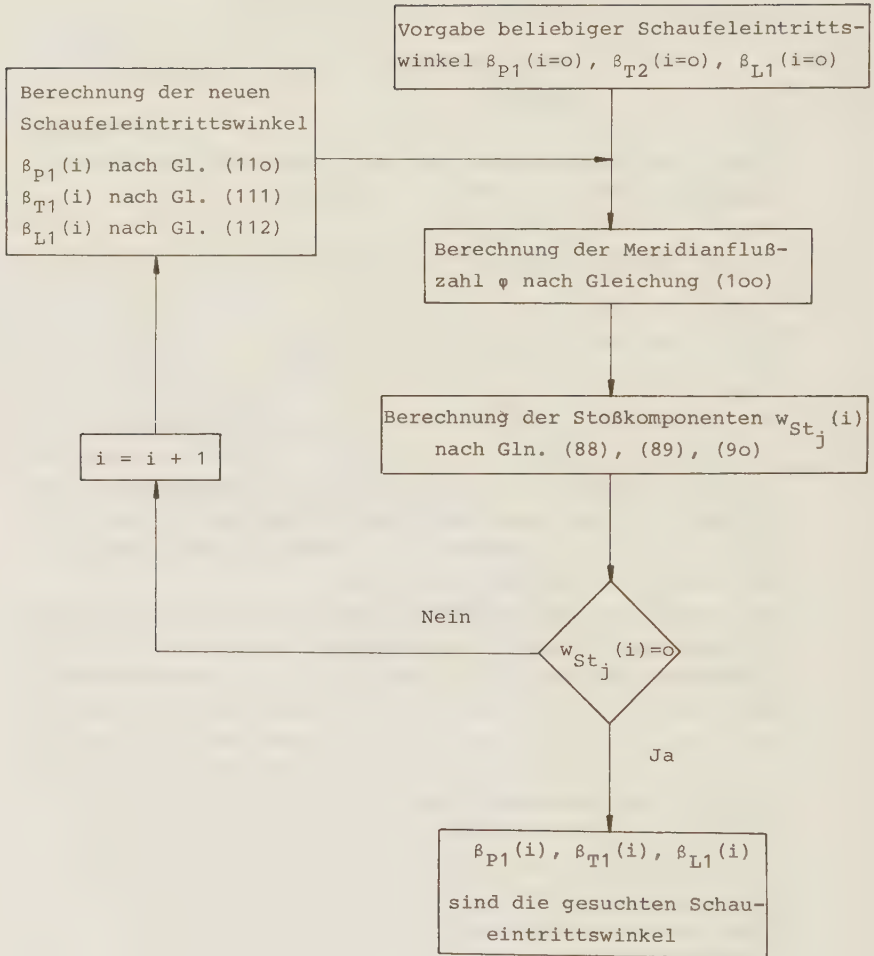


Bild A7. Ablaufplan der Iteration zur Bestimmung der unbekannten Schaufeleintrittswinkel

neue Schaufeleintrittswinkel berechnet. Diese Berechnung leitet die zweite Iterationsschleife ein, in der mit den neuen Winkeln eine neue Durchflußzahl errechnet wird und der folgende Ablauf dem soeben beschriebenen entspricht. Die Iteration läuft solange, bis alle Stoßkomponenten zu Null werden und somit die gesuchten Schaufeleintrittswinkel gefunden sind.

A1.3.2. Berechnung der Kennlinien

Grundlage für die Berechnung der Kennlinien des hydrodynamischen Wandlers ist wiederum die Gleichung (100), mit der, da jetzt auch die Schaufeleintrittswinkel bekannt sind, der Verlauf der Meridianflußzahl φ über dem Drehzahlverhältnis v bestimmt werden kann.

Nach Gleichung (3) geht in die Berechnungsformel für die Leistungszahl λ neben einem charakteristischen Durchmesser D , der Dichte des Arbeitsfluides ρ und der Winkelgeschwindigkeit der Pumpe auch das Pumpenmoment M_P ein. Nach Gleichung (15) gilt für M_P :

$$M_P = \dot{m} \cdot (R_{P2} \cdot c_{P2_u} - R_{P1} \cdot c_{P1_u}) \quad (113)$$

Die Drallkomponenten $R_{P1} \cdot c_{P1_u}$ und $R_{P2} \cdot c_{P2_u}$ können nach den Gleichungen (63) und (64) bestimmt werden.

$$R_{P2} \cdot c_{P2_u} = R_{P2} \cdot u_{P2} \cdot (1 + \varphi \cdot \cot \beta_{P2}) \quad (114)$$

$$R_{P1} \cdot c_{P1_u} = R_{P2} \cdot u_{P2} \cdot k_P \cdot \rho_{L2} \cdot \kappa_{L2} \cdot \varphi \cdot \cot \beta_{L2} \quad (115)$$

Der Massenstrom $\dot{m}$ folgt wie der Volumenstrom $\dot{V}$ ebenso aus der Meridianflußzahl φ .

$$c_{P2_m} = \varphi \cdot u_{P2} \quad (116)$$

Damit folgt mit der Kontinuitätsgleichung (6)

$$\dot{m} = \rho \cdot c_m \cdot A = \rho \cdot c_{P2_m} \cdot A_{P2}$$

der Massenstrom

$$\dot{m} = \rho \cdot A_{P2} \cdot \omega_P \cdot R_{P2} \cdot \varphi \quad (117)$$

bzw.

$$\dot{V} = A_{P2} \cdot R_{P2} \cdot \omega_P \cdot \varphi \quad (118)$$

und für die mit Gleichung (3) definierte Leistungszahl λ

$$\lambda = \frac{R_{P2} \cdot A_{P2} \cdot \{ (1 + \varphi \cdot \cot \beta_{P2}) - (k_P \cdot \rho_{L2} \cdot \kappa_{L2} \cdot \varphi \cdot \cot \beta_{L2}) \} \cdot \varphi}{D^5} \quad (119)$$

Zur Bestimmung der Wandlung μ ist zusätzlich die Berechnung des Turbinenmomentes M_T erforderlich, das nach Gleichung (17) zu

$$M_T = \dot{m} \cdot (R_{T2} \cdot c_{T2_u} - R_{T1} \cdot c_{T1_u})$$

berechnet wird.

Mit

$$R_{T2} \cdot c_{T2_u} = R_{P2} \cdot u_{P2} \cdot (\rho_{T2}^2 \cdot v + \rho_{T2} \cdot \kappa_{T2} \cdot \varphi \cdot \cot \beta_{T2}) \quad (120)$$

$$R_{T1} \cdot c_{T1_u} = R_{P2} \cdot u_{P2} \cdot k_T \cdot (1 + \varphi \cdot \cot \beta_{P2}) \quad (121)$$

folgt dann für die Wandlung μ

$$\mu = \frac{\{ (\rho_{T2}^2 \cdot v + \rho_{T2} \cdot \kappa_{T2} \cdot \varphi \cdot \cot \beta_{T2}) - k_T \cdot (1 + \varphi \cdot \cot \beta_{P2}) \}}{\{ (1 + \varphi \cdot \cot \beta_{P2}) - k_P \cdot (\rho_{L2} \cdot \kappa_{L2} \cdot \varphi \cdot \cot \beta_{L2}) \}} \quad (122)$$

Der Wirkungsgrad η eines Wandlers ist als das Verhältnis von abgegebener zu aufgenommener Leistung definiert, also

$$\eta = \frac{P_T}{P_P} = \frac{M_T \cdot \omega_T}{M_P \cdot \omega_P} = \mu \cdot \nu \quad (123)$$

Sowohl die Wandlung μ als auch das Drehzahlverhältnis ν sind bekannt, sodaß auch der Wirkungsgrad nach Gleichung (123) ermittelt werden kann.

Um die Strömungsgeschwindigkeiten, die durch die Geschwindigkeitsdreiecke dargestellt werden, zu berechnen, ist es notwendig, die Strömungswinkel der Relativströmungen aller Räder zu kennen. Die Bestimmung der Winkel an den Radeintritten erfolgt nach den Gleichungen (110) bis (112), die durch das Nullsetzen der Stoßkomponenten hergeleitet worden sind. Wird nun in diese Gleichungen anstelle des Auslegungs-drehzahlverhältnisses und der -durchflußzahl das Drehzahlverhältnis und die dazugehörige Durchflußzahl der anderen zu bestimmenden Betriebspunkte eingesetzt, so können die Strömungswinkel der Relativströmung am Radeintritt zu:

$$\beta_{P1} = \arccot \left\{ \frac{1}{\kappa_{P1}} \cdot \left(\frac{\rho_{L2}}{\rho_{P2}} \cdot k_P \cdot \kappa_{L2} \cdot \cot \beta_{L2} - \frac{\rho_{P1}}{\varphi} \right) \right\} \quad (124)$$

$$\beta_{T1} = \arccot \left\{ \frac{1}{\kappa_{T1}} \cdot \left(\frac{1}{\rho_{T1}} \cdot k_T \cdot \cot \beta_{P2} - \frac{1}{\varphi} \cdot (\rho_{T1} \cdot \nu + \frac{1}{\rho_{T1}} \cdot k_T) \right) \right\} \quad (125)$$

$$\beta_{L1} = \arccot \left\{ \frac{1}{\kappa_{R1}} \cdot \left(\frac{\rho_{T2}}{\rho_{L1}} \cdot k_L \cdot \kappa_{T2} \cdot \cot \beta_{T2} - \frac{\nu}{\varphi} \cdot \frac{\rho_{T2}}{\rho_{L1}} \cdot k_L \right) \right\} \quad (126)$$

berechnet werden.

Für $\nu = \nu_0$ und $\varphi = \varphi_0$ sind Schaufeleintrittswinkel und Relativströmungswinkel β_{ji} am Radeintritt identisch.

Für die Meridiankomponente der Absolutgeschwindigkeit ergibt sich mit den Gleichungen (6) und (118):

$$c_{ji_m} = \frac{\dot{V}}{A_{ji}} \quad (127)$$

Nach Gleichung (40) ermitteln sich die Umfangskomponenten der Absolutgeschwindigkeiten zu:

$$c_{ji_u} = u_{ji} + c_{ji_m} \cdot \cot \beta_{ji} \quad (128)$$

Die Absolutgeschwindigkeit folgt zu:

$$c_{ji} = \sqrt{c_{ji_u}^2 + c_{ji_m}^2} \quad (129)$$

Die Bestimmung der Umfangskomponente der Relativgeschwindigkeit erfolgt über Gleichung (130) zu:

$$w_{ji_u} = u_{ji} - c_{ji_u} \quad (130)$$

und die Relativgeschwindigkeit zu:

$$w_{ji} = \sqrt{w_{ji_u}^2 + c_{ji_m}^2} \quad (131)$$

Die Gleichungen für die Stoßkomponenten der Räder in der dimensionsbehafteten Form lauten:

$$w_{St_P} = u_{P2} \cdot \{ (\kappa_{P1} \cdot \cot \beta_{P1} - \frac{\rho_{L2}}{\rho_{P1}} \cdot k_P \cdot \kappa_{L2} \cdot \cot \beta_{L2}) \cdot \varphi + \rho_{P1} \} \quad (132)$$

$$w_{St_T} = u_{P2} \cdot \{ (\kappa_{T1} \cdot \cot \beta_{T1} - \frac{1}{\rho_{T1}} \cdot k_T \cdot \cot \beta_{P2}) \cdot \varphi + \rho_{T1} \cdot v - \frac{1}{\rho_{T1}} \cdot k_T \} \quad (133)$$

$$w_{St_L} = u_{P2} \cdot \{ (\kappa_{L1} \cdot \cot \beta_{L1} - \frac{\rho_{T2}}{\rho_{L1}} \cdot k_L \cdot \kappa_{T2} \cdot \cot \beta_{T2}) \cdot \varphi - \frac{1}{\rho_{L1}} \cdot k_L \cdot \rho_{T2}^2 \cdot v \} \quad (134)$$

Die spezifisch technische Arbeit der Pumpe berechnet sich zu:

$$a_P = \omega_P \cdot (R_{P2} \cdot c_{P2_m} - R_{P1} \cdot c_{P1_u}) \quad (135)$$

und die der Turbine zu:

$$a_T = \omega_T \cdot (R_{T2} \cdot c_{T2_u} - R_{T1} \cdot c_{T1_u}) \quad (136)$$

Die spezifisch technische Reibungsverlustrarbeit folgt zu:

$$j_R = \frac{1}{2} \cdot \bar{\lambda} \cdot u_{P2}^2 \cdot \varphi \cdot (\kappa_{P2} + \kappa_{T2} + \kappa_{L2} + \kappa_{P1} \cdot \cot^2 \beta_{P1} + \kappa_{T1} \cdot \cot^2 \beta_{T1} + \kappa_{L1} \cdot \cot^2 \beta_{L1}) \quad (137)$$

Während die spezifisch technische Stoßverlustrarbeit zu:

$$j_{St} = \frac{1}{2} \cdot (\zeta_P \cdot w_{St_P}^2 + \zeta_T \cdot w_{St_T}^2 + \zeta_L \cdot w_{St_L}^2) \quad (138)$$

berechnet werden kann.

A1.4. Programmbeschreibung

Die Anwendung des beschriebenen Auslegungsverfahrens für hydrodynamische Wandler bedingt die Ausführung stets wiederkehrender Rechnungen. So muß z.B. für die Schaufeleintrittswinkelberechnung eine Iterationsschleife sooft durchlaufen werden, bis gestellte Bedingungen erfüllt sind und bei der Kennlinienberechnung müssen die bis auf einen Faktor identischen Gleichungen mehrmals gelöst werden, um das Verhalten des Wandlers über dem gesamten Betriebsbereich vorausberechnen zu können. Der Aufbau des Programmes WANDLER, das im Rahmen dieser Arbeit in der Programmiersprache FORTRAN erstellt worden ist, wird in den Bildern A8 und A9 dargestellt und besteht aus einem Hauptprogramm und drei Unterprogrammen

mit den Namen WINKEL, QUAGLEI und ZEICH.

Im Hauptprogramm wird das Einlesen der vorgegebenen Daten, ihre Aufbereitung sowie die Ausgabe der Ergebnisse realisiert. Eingelesen werden geometrische Daten des Wandlers, zur Berechnung notwendige Faktoren, Stoffwerte des Arbeitsfluides, sowie aus Messungen bekannte Wandlerdaten, die einem Vergleich mit der Rechnung dienen. Aus den eingelesenen Grunddaten werden die Daten berechnet, die zur Berechnung der Gleichungen (100) bis (137) notwendig sind.

Die eigentliche Berechnung wird in den Unterprogrammen WINKEL und QUAGLEI durchgeführt.

Das Unterprogramm WINKEL beinhaltet die schon im letzten Abschnitt beschriebene und in Bild A6 dargestellte Iteration zur Bestimmung der Schaufeleintrittswinkel.

Im Unterprogramm QUAGLEI wird für die Drehzahlverhältnisse $v=0.0$ bis $v=v_D$ die quadratische Gleichung zur Bestimmung der Meridianflußzahl φ (Gleichung (100)) gelöst und mit deren Hilfe die Kennlinien berechnet.

Das Unterprogramm ZEICH dient der graphischen Ausgabe der errechneten Werte.

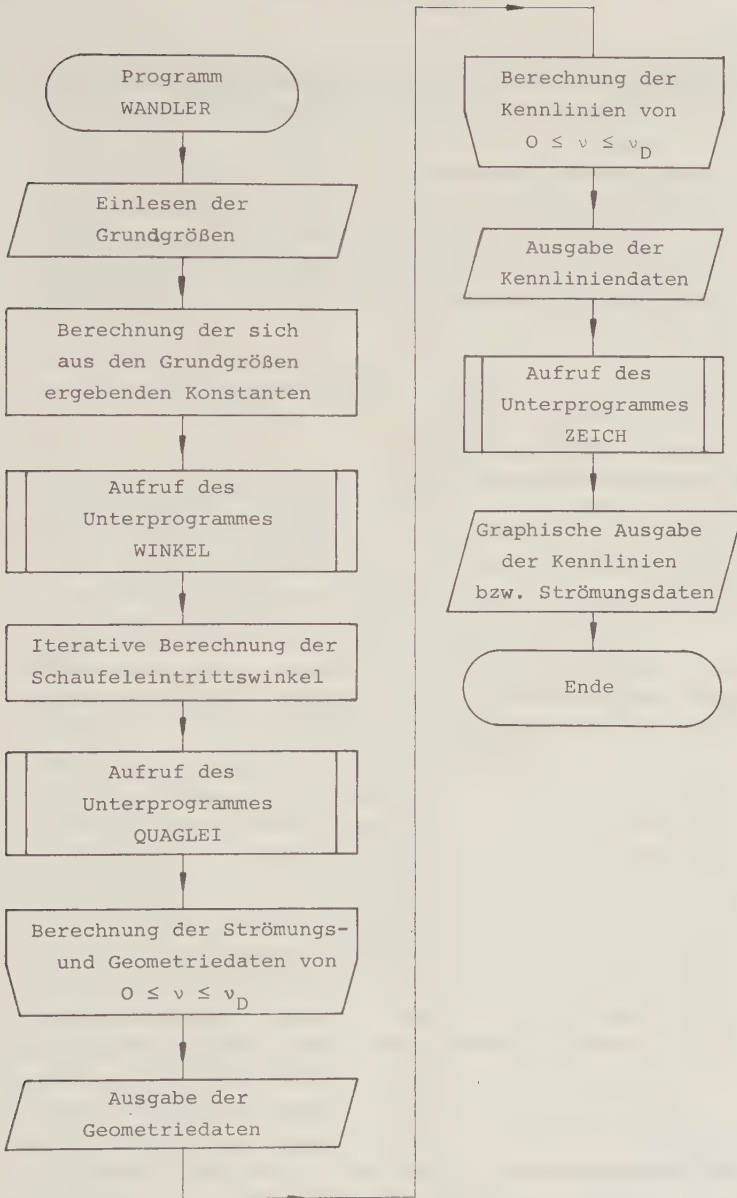


Bild A8. Ablaufplan des Programmes WANDLER

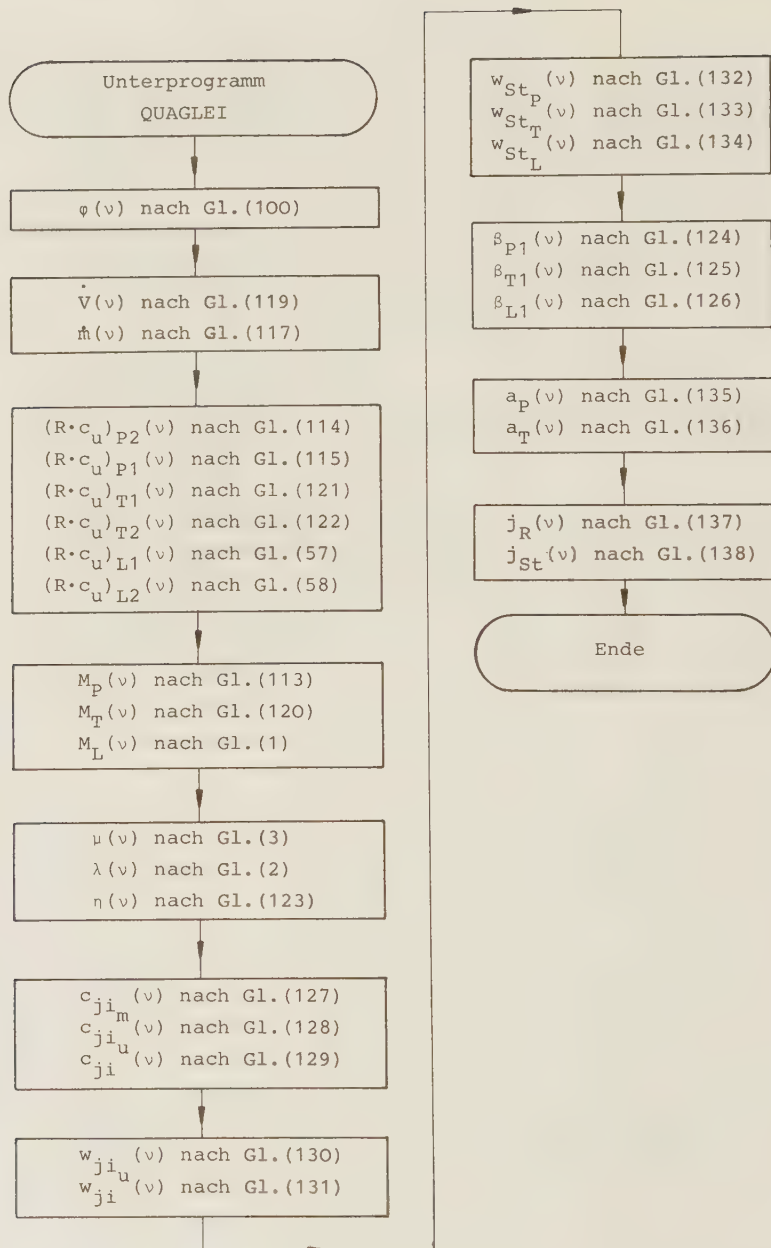


Bild A9. Ablaufplan des Unterprogrammes QUAGLEI

A2. Gewählte Mittelwertbildung für die mit Mehrlochsonden gemessenen Gesamtdrücke und Strömungswinkel

Zur Bestimmung von Gesamtverlusten zwischen Ein- und Austritt der verschiedenen Strömungskanäle müssen aus den lokal gemessenen Gesamtdrücken für die betreffenden Ebenen oder Kanalbreiten Mittelwerte gebildet werden. Der flächengemittelte Gesamtdruck in einer betrachteten Ebene ergibt sich zu

$$\bar{p}_G = \frac{1}{A} \cdot \int_A p_G \cdot dA = \frac{1}{b \cdot l} \cdot \int_l p_G \cdot db \cdot dl \quad (139)$$

Aus Gleichung (139) kann der streckengemittelte Gesamtdruck zu

$$\bar{p}_G = \frac{1}{b} \cdot \int_b p_G \cdot db \quad (140)$$

bestimmt werden.

Aufgrund der jeweils gewählten Meßpunkteinteilung über der Kanalbreite gibt es verschiedene Möglichkeiten, die einzelnen Gesamtdrücke an den jeweiligen Meßpunkten mit einem Längenstein db zu wichten. Bei ungleich gewählten Abständen der einzelnen Meßpunkte im Schaufelkanal können z.B. einige lokal gemessene Gesamtdrücke überbetont werden oder bei der Wichtung mit gleichen Längenteilen ergibt die Aufsummierung der einzelnen Längenteile nicht die Kanalbreite b . Um diese Nachteile auszugleichen sind die aus der Festlegung der relativen Kanalbreiten (s/b) hervorgegangenen Meßpunkte in einem Kanal jeweils mit einem gleichlangen Streckenstück (b_n) beaufschlagt worden und zwar derart, daß der Meßpunkt den Mittelpunkt des Streckenstückes darstellt. Zwischen diesen einzelnen Strecken treten "Lücken" auf, die für eine zusätzliche Beaufschlagung mit einem weiteren Druck benutzt werden. Jener Druck, der auch im Mittelpunkt einer Lücke angesiedelt wird, ist gleich dem arithmetischen Mittelwert der jeweils zu dieser "Lücke" benachbarten Drücke. Der

Vorteil der Einschlebung dieser "Zwischen"-drücke liegt in der gleichmäßigeren Verteilung der Totaldrücke über der Kanalbreite.

Wegen der endlich vielen Unstetigkeitsstellen wird das bestimmte Integral aus Gleichung (140) in einzelne Abschnitte zerlegt und als Summe geschrieben (siehe Gleichung (141)).

$$\begin{aligned} \bar{p}_{GKB} = \frac{1}{b} \cdot \left(\sum_{n=1}^7 p_n \cdot b_n + \frac{p_1+p_2}{2} \cdot b_{12} + \frac{p_3+p_4}{2} \cdot b_{34} + \frac{p_4+p_5}{2} \cdot b_{45} \right. \\ \left. + \frac{p_6+p_7}{2} \cdot b_{67} \right) \end{aligned} \quad (141)$$

Die Glieder nach dem Summenzeichen werden je nach Bedarf (d.h. Kanalbreite und Entstehen von Lücken) dazugenommen oder weggelassen.

Nach dem oben beschriebenen Schema (wobei $p \hat{=} \alpha$) werden auch die Strömungswinkel α zu gemittelten Strömungswinkeln $\bar{\alpha}$ zusammengefaßt.

A3. Fehlerbetrachtung bei der Ermittlung von Verlusten aus gemessenen Gesamtdruckdifferenzen

Sowohl bei der Kalibrierung als auch bei der weiteren Versuchsdurchführung kann vorausgesetzt werden, daß die Meß- und Ablesefehler bei den Sondenmessungen an den U-Rohr-Säulen in dem von der VDI-Richtlinie 2045 mit ± 1 mm bei der Höhendifferenz und $\pm 1^\circ$ beim Strömungswinkel gebildeten Rahmen geblieben sind. Durch stichprobenartige Wiederholungen verschiedener Messungen konnte die Reproduzierbarkeit der Meßergebnisse festgestellt werden. Auf die Gründe, unterschiedliche Sonden zu verwenden, ist schon im Kapitel 3.1.2. hingewiesen worden, doch sei an dieser Stelle noch erwähnt, daß sich schon allein die Größe des Sondenkopfes und der Durchmesser des Sondenrohres negativ auf die Strömung auswirken kann. Neben diesem Aspekt ist es auch von Bedeutung, welchen Abstand der Sondenkopf zum Ein- oder Austritt des

jeweiligen Strömungskanals aufweist und in wie weit sich die Strömung schon ausgeglichen hat oder die "Nachlauf-dellen" Einfluß nehmen. Unter diesem Gesichtspunkt kommt dem Meßort zwischen Pumpe und Turbine besondere Bedeutung zu, da dort zwischen zwei sich konzentrisch eng umschließen-den Laufrädern gemessen wird.

Neben dem Abstand vom Laufrad ist die Entfernung des Sonden-kopfes zur Gehäusewand von Bedeutung, da in Wandnähe Ablöse-erscheinungen der Strömung auftreten können, die den Total-druck an diesen Stellen beeinflussen.

In dieser Fehlerbetrachtung interessiert weniger der Fehler des einzelnen Gesamtdruckes, als vielmehr der Fehler bei der Ermittlung des Gesamtverlustes eines Strömungskanals. Mit Gleichung (5.17) unter Verwendung von Gleichung (3.9) folgt für die spezifische Dissipation j eines Strömungskanals vom Eintritt (Index E) bis zum Austritt (Index A) unter Anwendung der in Bild 3.10 dargestellten Meßanordnung:

$$j = \frac{1}{\rho_{H_2O}} \cdot (p_{LE} - p_{LA} + g \cdot (c+f) \cdot (\rho_{H_2O_E} - \rho_{H_2O_A}) + g \cdot \{ (\rho_{Hg_E} - \rho_{H_2O}) \cdot (\Delta h_{me} + \Delta h_E - \Delta h_{ref_E}) - (\rho_{Hg_A} - \rho_{H_2O_A}) \cdot (\Delta h_{m_A} + \Delta h_A - \Delta h_{ref_A}) \}) \pm a_{EA} \quad (141)$$

Mit den in guter Näherung gemachten Annahmen, daß $(\rho_{Hg_E} - \rho_{H_2O_E}) = (\rho_{Hg_A} - \rho_{H_2O_A}) = \text{const}$ und die Größen p_{LE} , p_{LA} , c , f , $\rho_{H_2O_E/A}$ und $\rho_{Hg_E/A}$ sich während des Versuches nicht ändern, erhält man:

$$j = K_1 + K_2 \cdot \{ \Delta h_{m_E} - \Delta h_{ref_E} - \Delta h_{m_A} + \Delta h_{ref_A} \} \pm a_{EA} \quad (141)$$

mit

$$K_1 = \frac{1}{\rho_{H_2O}} \cdot \{ p_{LE} - p_{LA} + g \cdot (c+f) \cdot (\rho_{H_2O_E} - \rho_{H_2O_A}) \} \quad (142)$$

und

$$K_2 = \frac{g}{\rho_{H_2O}} \cdot (\rho_{Hg_E} - \rho_{H_2O_E}) \quad (143)$$

Unter Zuhilfenahme des Fehlerfortpflanzungsgesetzes und der VDI-Richtlinie 2045 kann der mittlere Fehler zu

$$\Delta j = \pm \sqrt{\left\{ \left(\frac{\partial j}{\partial h_{m_E}} \cdot \Delta h_{m_E} \right)^2 + \left(\frac{\partial j}{\partial h_{ref_E}} \cdot \Delta h_{ref_E} \right)^2 + \left(\frac{\partial j}{\partial h_{m_A}} \cdot \Delta h_{m_A} \right)^2 + \left(\frac{\partial j}{\partial h_{ref_A}} \cdot \Delta h_{ref_A} \right)^2 \right\}} \pm \Delta a_{EA} \quad (144)$$

bestimmt werden.

Mit $\Delta a_{EA} = 0$ folgt

$$\Delta j = \pm \sqrt{\left\{ (K_2 \cdot \Delta h_{m_E})^2 + (K_2 \cdot \Delta h_{ref_E})^2 + (K_2 \cdot \Delta h_{m_A})^2 + (K_2 \cdot \Delta h_{m_A})^2 \right\}} \quad (145)$$

Wird entsprechend der VDI-Richtlinie für $\Delta h = \Delta h_{m_E} = \Delta h_{ref_E} = \Delta h_{m_A} = \Delta h_{ref_A} = \pm 1$ mm gesetzt, ergibt sich für den mittleren Fehler:

$$\Delta j = \pm 2 \cdot K_2 \cdot \Delta h = \pm 0,25 \text{ J/kg}$$

Bezogen auf die dem Strömungskreislauf im Bestpunkt über die Pumpe zugeführte spezifisch technische Arbeit folgt somit somit für den relativen Fehler eines jeden Einzelkanals

$$\Delta j_{rel} = \frac{\Delta j}{a_p} \cdot 100 \% \quad (146)$$

$$\Delta j_{rel} = \pm 0,35 \%$$

Neben der Fehlerbetrachtung der einzelnen Strömungskanäle ist der Fehler des Gesamtverlustes des Wandlers entscheidend, der für die Wirkungsgradberechnung von Bedeutung ist. Der Gesamtverlust läßt sich zu

$$j = a_p + a_T - j_p - j_T - j_L - j_U$$

berechnen.

Unter Anwendung des Fehlerfortpflanzungsgesetzes folgt:

$$\Delta(\Sigma j) = \pm \sqrt{(\{\Delta a_P\}^2 + \{\Delta a_T\}^2 + \{\Delta j_{PiU}\}^2 + \{\Delta j_T\}^2 + \{\Delta j_L\}^2 + \{\Delta j_{äU}\}^2)}$$

Mit der Näherung $\Delta a_P = \Delta a_T = 0$ (weil relativ exakt meßbar) und den Toleranzen der Einzelverluste $\Delta j = \Delta j_{PiU} = \Delta j_L = \Delta j_{äU} = \Delta j_T = \pm 0,25 \text{ J/kg}$ ergibt sich für $\Delta(\Sigma j) = \pm \sqrt{4(\Sigma j)^2} = \pm 2 \cdot \Delta j = \pm 0,50 \text{ J/kg}$.

Mit Gleichung (146) folgt somit

$$\Delta j_{\text{relGes}} \approx \pm 1,7 \%$$

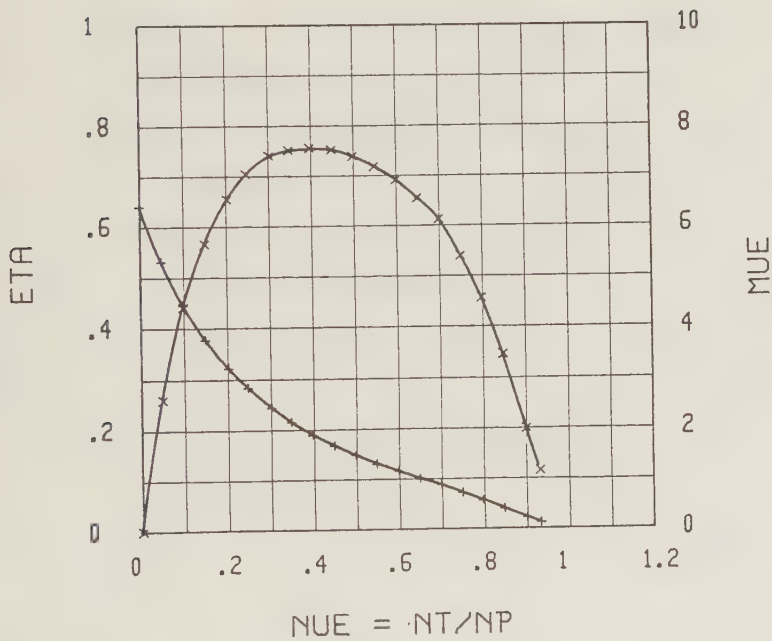
A4 Zusammenstellung aller gemessenen Kennlinien des Wasserwandlers beim Betrieb mit den entwickelten Leitradgittern

Bei den folgenden Kennlinien handelt es sich um Ausdrücke vom Plotter der Meßwerterfassungsanlage.

Die ausgeplotteten Zeichen haben folgende Bedeutung:

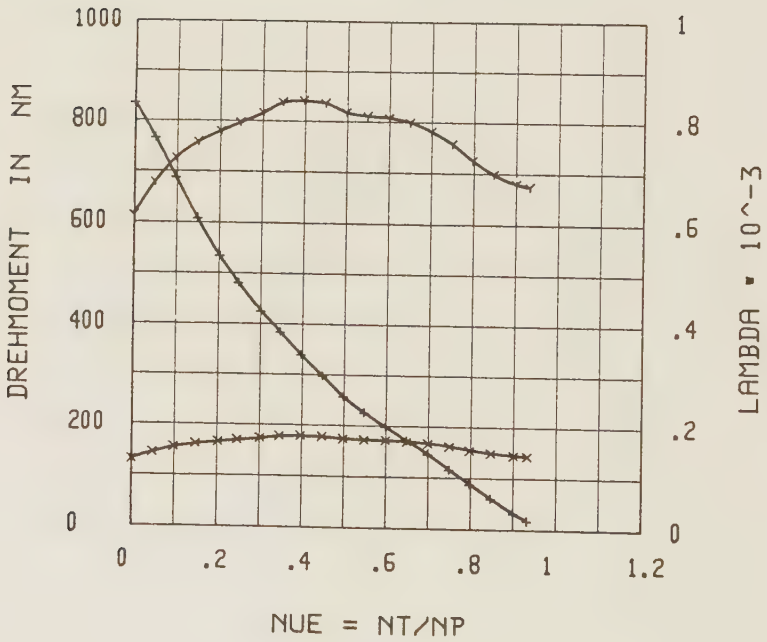
ETA	=	Wirkungsgrad	η
MUE	=	Wandlung	μ
LAMEDA	=	Leistungszahl	λ
NP	=	Pumpendrehzahl	N_p
NT	=	Turbinendrehzahl	N_T
LEITRADNR.	=	Auslegungspunkt v_{OL} des jeweils überprüften Leitradschaufelgitters	

X WIRKUNGSGRAD
+ WANDLUNG



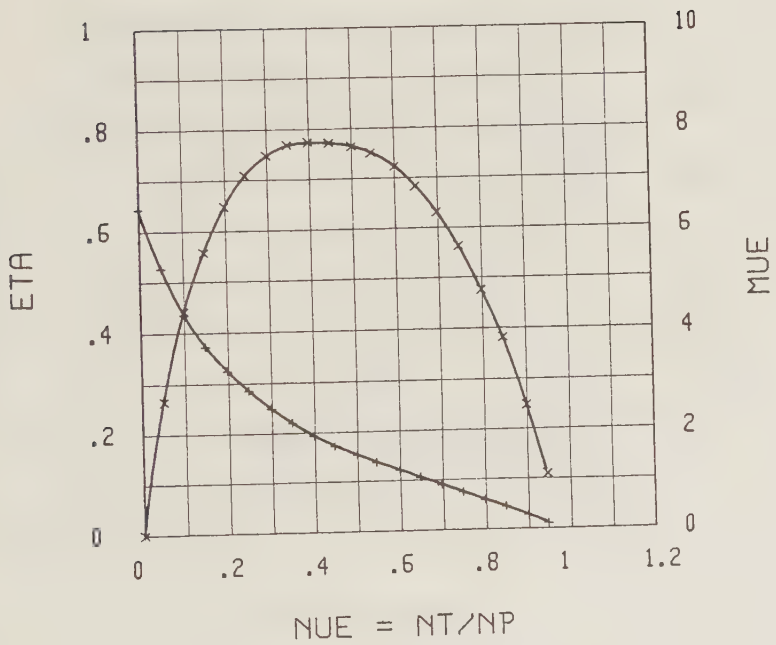
DATUM : 13.06.85
NP IN U/MIN : 750
DATNR. : 100
LEITRADNR. : 0.00

X = PUMPENMOMENT
+ = TURBINENMOMENT
Y = LEISTUNGSZAHL



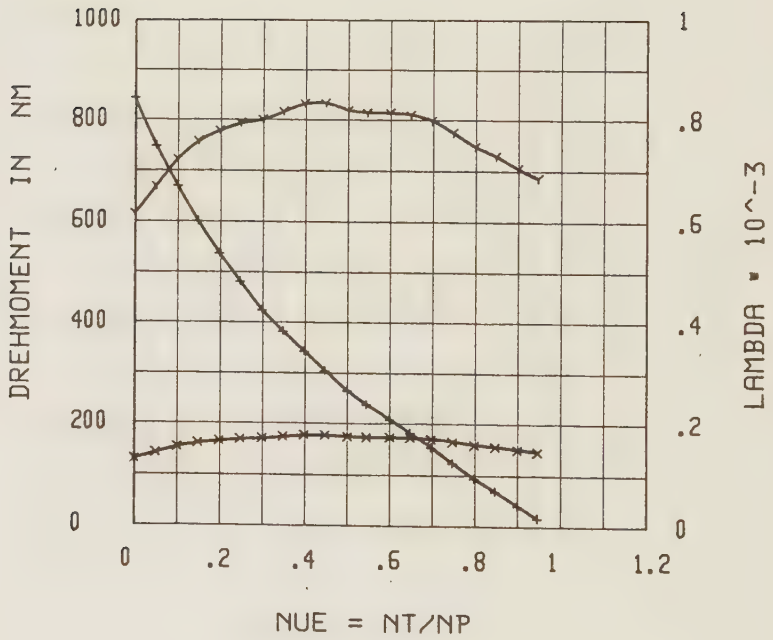
DATUM : 13.06.85
NP IN U/MIN : 750
DATNR. : 100
LEITRADNR. : 0.00

X WIRKUNGSGRAD
+ WANDLUNG



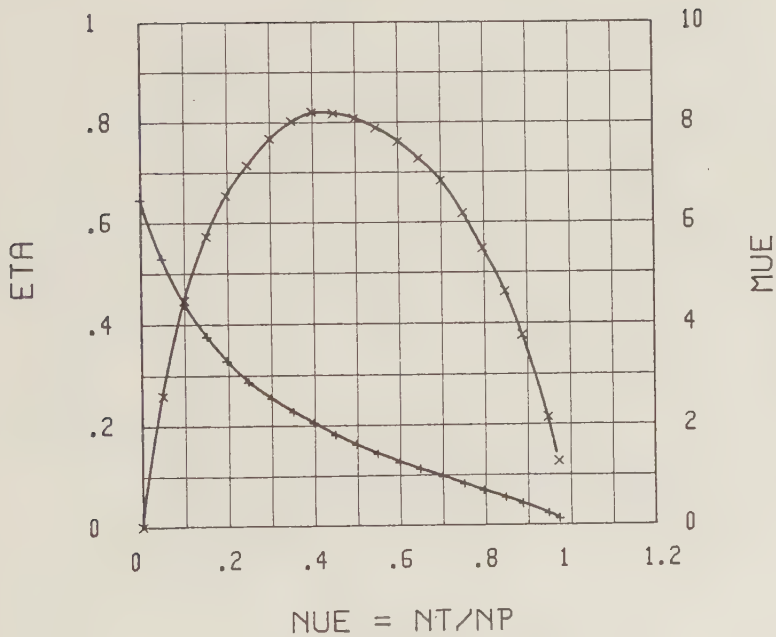
DATUM : 1.07.85
NP IN U/MIN : 750
DATNR. : 301
LEITRADNR. : 0.10

X = PUMPENMOMENT
+ = TURBINENMOMENT
Y = LEISTUNGSZAHL



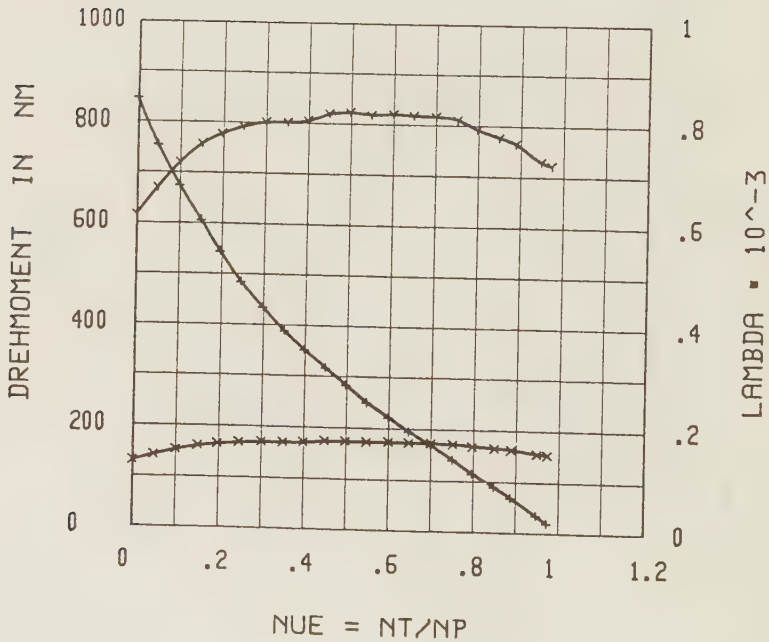
DATUM : 1.07.85
NP IN U/MIN : 750
DATNR. : 301
LEITRADNR. : 0.10

X WIRKUNGSGRAD
+ WANDLUNG



DATUM : 15.07.85
NP IN U/MIN : 750
DATNR. : 202
LEITRADNR. : 0.20

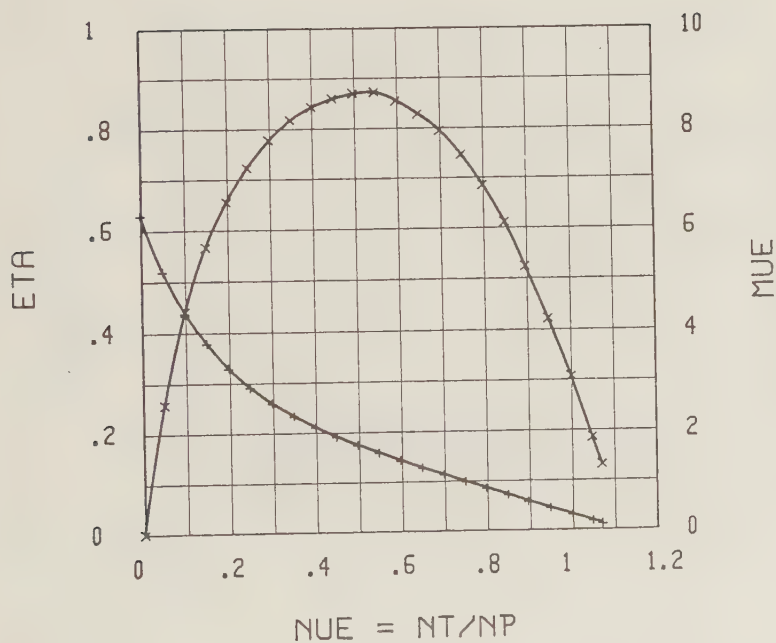
X = PUMPENMOMENT
 + = TURBINENMOMENT
 Y = LEISTUNGSZAHL



DATUM : 15.07.85
 NP IN U/MIN : 750
 DATNR. : 202
 LEITRADNR. : 0.20

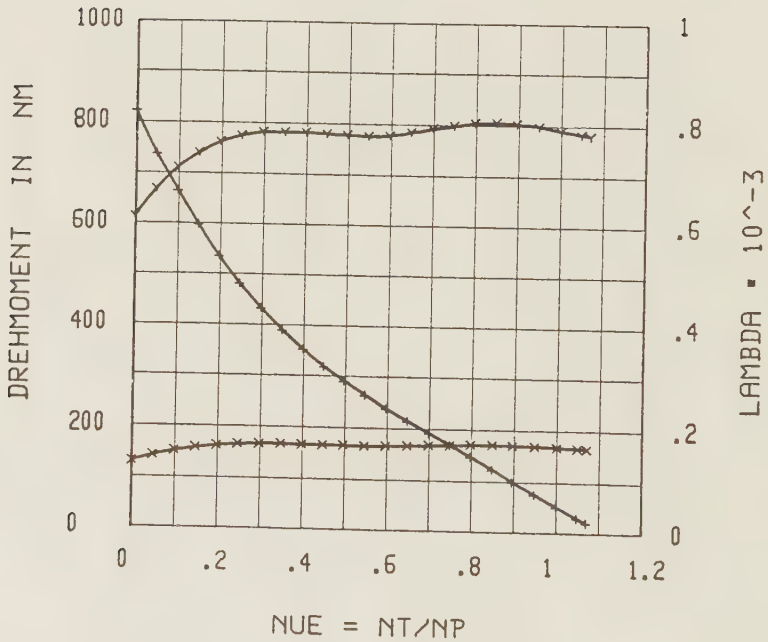
X WIRKUNGSGRAD

+ WANDLUNG



DATUM : 31.07.85
NP IN U/MIN : 750
DATNR. : 104
LEITRADNR. : 0.40

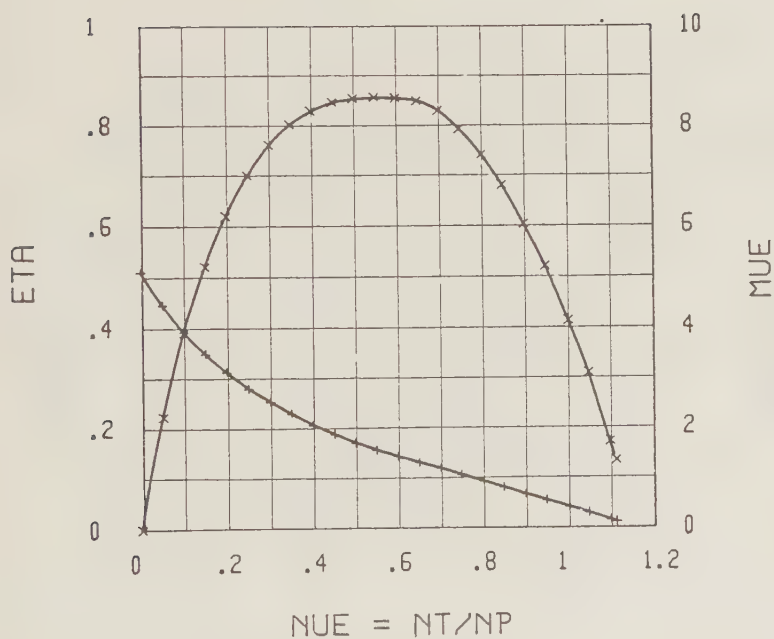
X = PUMPENMOMENT
 + = TURBINENMOMENT
 Y = LEISTUNGSZAHL



DATUM : 31.07.85
 NP IN U/MIN : 750
 DATNR. : 104
 LEITRADNR. : 0.40

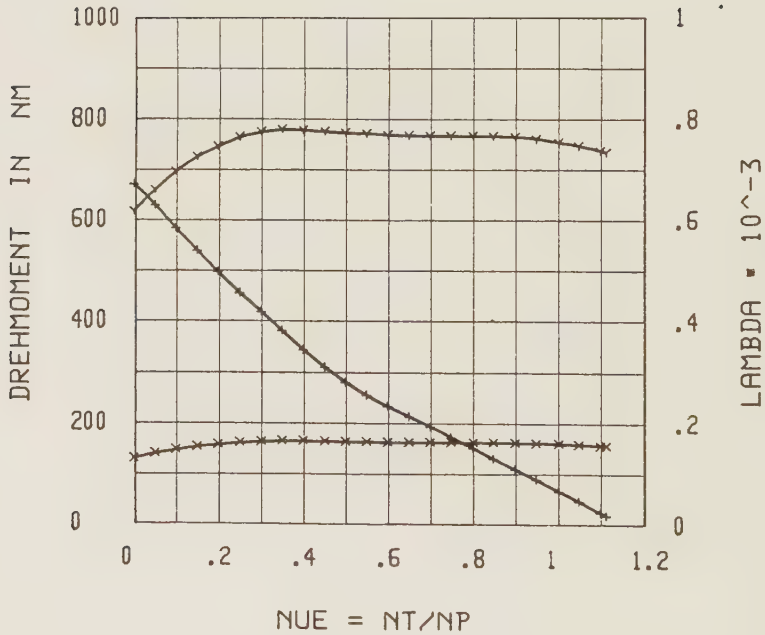
X WIRKUNGSGRAD

+ WANDLUNG



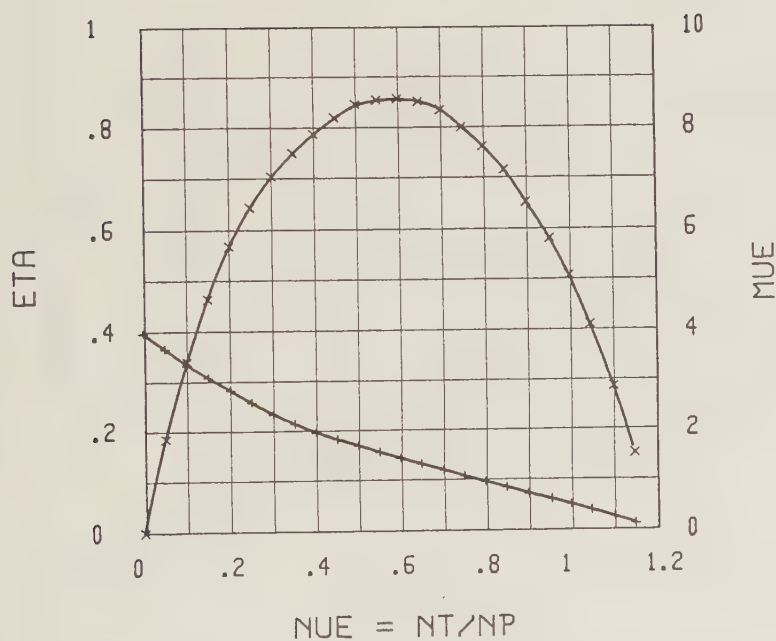
DATUM : 14.08.85
 NP IN U/MIN : 750
 DATNR. : 306
 LEITRADNR. : 0.60

X = PUMPENMOMENT
 + = TURBINENMOMENT
 Y = LEISTUNGSZAHL



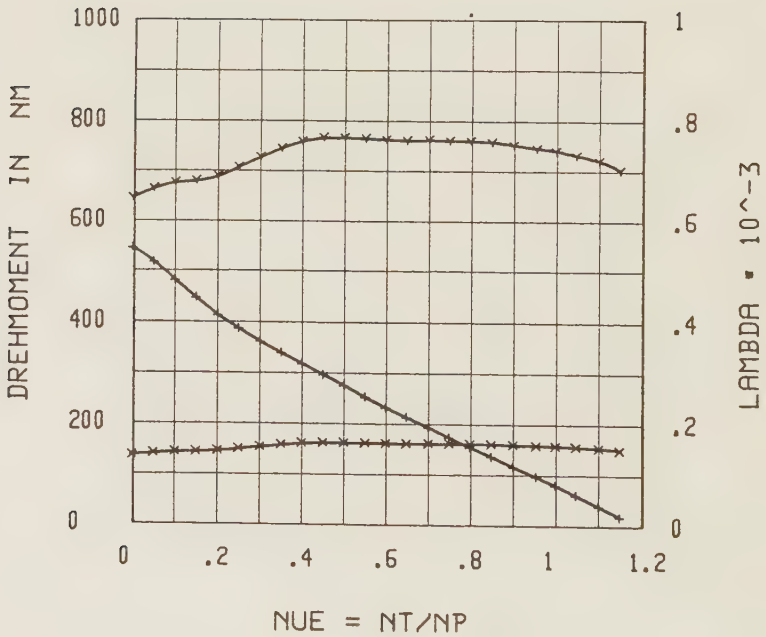
DATUM : 14.08.85
 NP IN U/MIN : 750
 DATNR. : 306
 LEITRADNR. : 0.60

X WIRKUNGSGRAD
+ WANDLUNG



DATUM : 20.08.85
NP IN U/MIN : 750
DATNR. : 308
LEITRADNR. : 0.80

X = PUMPENMOMENT
+ = TURBINENMOMENT
Y = LEISTUNGSZAHL



DATUM : 20.08.85
NP IN U/MIN : 750
DATNR. : 308
LEITRADNR. : 0.80

L e b e n s l a u f

06.12.1946	geboren in Dortmund, verheiratet, 1 Kind Vater: Eberhard Adrian Mutter: Wilma, geb. Lepper
4/1953 - 3/1961	Volksschule in Dortmund
4/1961 - 3/1966	Lehre und Praxis als Betriebsschlosser bei Hoesch AG Westfalenhütte in Dortmund
4/1966 - 3/1970	Wehrdienst
4/1970 - 6/1971	Techniker-Fachschule in Dortmund Abschluß: Staatl. gepr. Techniker
7/1971 - 9/1973	Konstruktionstechniker bei Hoesch AG Maschinenfabrik Deutschland in Dortmund
10/1973 - 7/1976	Maschinenbaustudent an der Fachhoch- schule Dortmund Abschluß: Ing.(grad.)
10/1976 - 8/1980	Maschinenbaustudent an der Ruhr-Univer- sität Bochum Abschluß: Dipl.-Ing.
seit 9/1980	Wissenschaftlicher Mitarbeiter an der Ruhr-Universität Bochum, Institut für Energietechnik; Sonderforschungsbereich 117/B8 am Lehrstuhl für Fluidenergie- maschinen, Prof. Dr.-Ing. W. Fister

FOTODRUCK J. MAINZ GmbH
Neupforte 13, Nähe Markt, D-5100 Aachen
Telefon: (0241) 27305 und (0241) 38606